



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Dinamička analiza uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača

Damjan Čakmak

Zagreb, svibanj 2013.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Dinamička analiza uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača

Mentor:
Prof. dr. sc. Hinko Wolf

Student:
Damjan Čakmak

Smjer:
Konstruktivski

Usmjerenje:
Konstruiranje i razvoj proizvoda

Zagreb, svibanj 2013.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno, koristeći stečena znanja tijekom preddiplomskog dijela studija na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu te navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svom mentoru, prof. dr. sc. Hinku Wolfu na ukazanom povjerenju, usmjeravanju, savjetima, uloženom vremenu i bezrezervnoj pomoći tijekom izrade ovog rada.

Također zahvaljujem svojoj obitelji na potpori, podršci i razumijevanju svih godina preddiplomskog studija.

Dodatno se zahvaljujem svim kolegama i prijateljima s Fakulteta strojarstva i brodogradnje na izmijenjenim mislima i dobivenim spoznajama.

Damjan Čakmak,

Zagreb 2013.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarški i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Damjan Čakmak**

Mat. br.: 0035115794

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

**Dinamička analiza uređaja za određivanje mehaničke impedancije
rastojnika-prigušivača**

Naslov rada na
engleskom jeziku:

**Dynamic Analysis of Device for Determining Mechanical Impedance of
Spacer Damper**

Opis zadatka:

Rastojnik-prigušivač dio je ovjesne opreme dalekovoda koja se koristi za smanjenje intenziteta vjetrom uzrokovanih (eolskih) vibracija vodiča. Smanjenje intenziteta eolskih vibracija funkcija je kako mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača tako i njihovog razmještaja unutar raspona. U ovom radu potrebno je izvršiti dinamičku analizu uređaja koji služi za eksperimentalno određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača.

Tijekom rada potrebno je:

1. Ukratko opisati pojavu eolskih vibracija snopa vodiča dalekovoda.
2. Definirati matricu mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača.
3. Na temelju dobivene tehničke dokumentacije izraditi numerički model (metoda konačnih elemenata) uređaja za eksperimentalno određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača.
4. Odrediti vlastite frekvencije i glavne oblike vibriranja.
5. Na temelju dobivenih rezultata izvesti zaključke o mogućnostima primjene razmatranog uređaja za eksperimentalno određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača unutar područja frekvencija od 5 Hz do 100 Hz.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

16. studenog 2012.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Hinko Wolf

Rok predaje rada:

1. rok: 15. veljače 2013.

2. rok: 11. srpnja 2013.

3. rok: 13. rujna 2013.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 27., 28. veljače i 1. ožujka 2013.

2. rok: 15., 16. i 17. srpnja 2013.

3. rok: 18., 19., i 20. rujna 2013.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

Sadržaj

Sadržaj	1-I
Popis slika.....	1-III
Popis tablica.....	1-VI
Popis tehničke dokumentacije.....	1-VII
Popis važnijih oznaka i skraćenica	1-VIII
Sažetak.....	1-XI
1. Uvod.....	1
1.1. Motivacija	1
2. Vibracije	2
2.1. Eolske vibracije i rastojnik prigušivač.....	2
2.2. Matrica mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača.....	4
2.3. Uređaj za određivanje mehaničke impedancije.....	10
3. Metoda konačnih elemenata	13
3.1. Opis primijenjenih konačnih elemenata.....	14
3.1.1. Prostorni gredni konačni elementi.....	14
3.1.2. Tetraedarski konačni elementi	15
3.1.3. Prizmatični konačni elementi	15
3.1.4. Ljuskasti konačni elementi	16
3.2. Verifikacija primijenjenih konačnih elemenata.....	17
3.2.1. Analiza uklještene grede	17
3.2.1.1. Vlastite frekvencije grede.....	17
3.2.1.1.1. Analitičko rješenje vlastitih frekvencija.....	17
3.2.1.1.1.1. Aksijalne (uzdužne) vibracije	17
3.2.1.1.1.2. Torzijske (uvojne) vibracije	18
3.2.1.1.1.3. Fleksijske (savojne) vibracije	18
3.2.1.1.2. Numeričko rješenje vlastitih frekvencija.....	18
3.2.1.2. Pomak grede	19
3.2.1.2.1. Analitičko rješenje pomaka.....	19
3.2.1.2.2. Numeričko rješenje pomaka.....	19
3.2.1.3. Usporedba rezultata vlastitih frekvencija i pomaka	19
3.2.2. Analiza slobodno oslonjene pravokutne ploče.....	22
4. Dinamička analiza uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača.....	25
4.1. Proračunski model I. preliminarne analize	25
4.1.1. Geometrija	26

4.1.2.	Materijal.....	27
4.1.3.	Mreže KE.....	27
4.1.3.1.	1D mreža grednih KE	27
4.1.3.2.	3D hibridna mreža KE.....	28
4.1.3.3.	3D mreža tetraedarskih KE	29
4.1.4.	Rubni uvjeti	30
4.1.5.	Veze i interakcije među dijelovima.....	30
4.1.6.	Môdalna analiza i rezultati.....	30
4.1.6.1.	Kvantitativna usporedba metodologija.....	31
4.1.6.1.1.	Vrijeme izrade mreža i modela.....	31
4.1.6.1.2.	Vrijeme izračuna računalnog procesora.....	32
4.1.6.2.	Môdalna analiza programskim paketima Abaqus i SolidWorks	32
4.1.7.	Konvergencija.....	34
4.2.	Proračunski model II. konačne analize	36
4.2.1.	Rubni uvjeti	36
4.2.2.	Veze i interakcije među dijelovima.....	38
4.2.2.1.	Oprema za pozicioniranje i kinematičku uzбудu rastojnika.....	38
4.2.2.1.1.	Oprema za horizontalno pozicioniranje rastojnika-prigušivača	39
4.2.2.1.2.	Oprema za vertikalno pozicioniranje rastojnika-prigušivača	39
4.2.2.1.3.	Veze rastojnika-prigušivača.....	40
4.2.3.	Ograničenja unutar Catia GSA modula	42
4.2.4.	Mreža konačnih elemenata proračunskog modela II.....	43
4.2.5.	Môdalna analiza uređaja	46
4.2.5.1.	Glavne forme vibriranja uređaja, horizontalni položaj.....	47
4.2.5.2.	Glavne forme vibriranja uređaja, vertikalni položaj	50
4.2.5.3.	Usporedba formi vibriranja za horizontalni i vertikalni položaj	53
4.2.6.	Sile u zglobovima rastojnika-prigušivača	54
4.2.7.	Môdalna analiza uređaja bez rastojnika-prigušivača.....	59
4.2.8.	„Statička analiza“ u Catia V5 GSA modulu.....	62
4.2.8.1.	„Statička analiza“ za horizontalni položaj rastojnika-prigušivača	62
4.2.8.2.	„Statička analiza“ za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača	63
4.2.8.3.	Konačni modeli statičkog opterećenja.....	64
4.2.9.	Dinamička analiza u frekvencijskoj domeni	65
4.2.9.1.	Prigušenje	66
4.3.	Rezultati dinamičke analize i interpretacija rezultata.....	67
5.	Zaključak	71
	Prilozi.....	73
	Literatura.....	74

Popis slika

Slika 2.1. Mehanizam nastanka eolskih vibracija i djelovanje na rastojnik-prigušivač	3
Slika 2.2. Kármánovi vrtlozi na snop vodiča, SolidWorks 2008 CFD numerička analiza	3
Slika 2.3. Catia 3D CAD model rastojnika-prigušivača s apliciranim materijalom	4
Slika 2.4. Vektorski prikaz amplituda sile \hat{F} , pomaka \hat{x} i brzine \hat{v} te faznih kuteva β i φ	5
Slika 2.5. Sile u osloncima rastojnika-prigušivača za: a) vertikalnu kinematičku uzbuđu, b) horizontalnu kinematičku uzbuđu	6
Slika 2.6. Rastojnik-prigušivač: a) 3D CAD model, b) oslobođen veza, c) vertikalni položaj na uređaju (horizontalna kinematička uzbuđu), d) horizontalni položaj na uređaju (vertikalna kinematička uzbuđu)	8
Slika 2.7. Sile u osloncu rastojnika, nova nomenklatura za: a) horizontalni položaj na uređaju (vertikalna kinematička uzbuđu), b) vertikalni položaj na uređaju (horizontalna kinematička uzbuđu)	9
Slika 2.8. Model uređaja za određivanje mehaničke impedancije	10
Slika 2.9. Horizontalni položaj: a) izometrija i detalj sonde, b) referentne točke	11
Slika 2.10. Vertikalni položaj: a) izometrija i detalj sonde, b) referentne točke	11
Slika 2.11. Položaji referentnih točaka za horizontalni i vertikalni položaj	12
Slika 3.1. Osnovni prostorni gredni element	14
Slika 3.2. Tetraderski elementi: a) osnovni, b) parabolični	15
Slika 3.3. Prizmatični elementi drugog reda: a) pentaedar, b) heksaedar	15
Slika 3.4. Četverokutni ljuskasti element: a) I. reda, b) II. reda	16
Slika 3.5. Trokutni ljuskasti element: a) I. reda, b) II. reda	16
Slika 3.6. Uklještena greda konstantne krutosti i poprečnog presjeka	17
Slika 3.7. f_n PM grede za: a) 1D gredne KE, b) 3D tetraedarske KE, c) 3D prizmatične KE	20
Slika 3.8. Konvergencija vlastite frekvencije f_n PM grede	21
Slika 3.9. Konvergencija pomaka w PM grede	21
Slika 3.10. Slobodno oslonjena ploča opterećena tlakom p_0	22
Slika 3.11. Proračunski model $\frac{1}{4}$ ploče	23
Slika 3.12. Konvergencija prve vlastite frekvencije f_n PM ploče	23
Slika 3.13. Konvergencija statičkog pomaka w PM ploče	24
Slika 3.14. Dinamička analiza ploče: a) amplituda pomaka, b) dinamički odziv	24
Slika 4.1. 3D CAD model okvira uređaja: a) prednja strana, b) stražnja strana	25
Slika 4.2. Primjeri pojednostavnjenja geometrije za PM I	26
Slika 4.3. Definiranje zavora linijskim spojem s plohama profila i ploča	26
Slika 4.4. Transformacija 3D modela u 1D mrežu KE PM okvira, detalj RU	27
Slika 4.5. 3D hibridna mreža PM okvira, provjera kvalitete i detalji	28
Slika 4.6. 3D tetraedarska mreža i provjera kvalitete, gruba prva diskretizacija	29
Slika 4.7. Rubni uvjeti podnožja PM za a) 3D model, b) 1D model	30
Slika 4.8. Prva glavna forma vibriranja, mreže KE: a) 1D gredna, b) 3D hibridna, c) 3D tetraedarska	31

Slika 4.9. CAI sučelje za konverziju formata iz Catie u Abaqus	32
Slika 4.10. Abaqus mreže C3D4 KE: a) I. mreža, b) II. mreža, c) III. mreža i provjera kvalitete	33
Slika 4.11. Prva glavna forma vibriranja C3D4 KE: a) I. mreža, b) II. mreža, c) III. mreža.....	33
Slika 4.12. SolidWorks Cosmos modul: a) 3D model, b) detalj mreže KE, c) prva glavna forma vibriranja.....	34
Slika 4.13. Konvergencija prve vlastite frekvencije f_{n1} PM okvira	34
Slika 4.14. Konvergencija druge vlastite frekvencije f_{n2} PM okvira.....	35
Slika 4.15. Konvergencija treće vlastite frekvencije f_{n3} PM okvira	35
Slika 4.16. Primjeri pojednostavnjenja geometrije za PM II	36
Slika 4.17. Rubni uvjeti jednog temeljnog M8x25 HRN M.B1.120 imbus vijka	36
Slika 4.18. Rubni uvjeti svih temeljnih imbus vijaka.....	37
Slika 4.19. Rubni uvjeti prirubnice i M6x16 HRN M.B1.120 vijaka	37
Slika 4.20. Oprema PM uređaja: a) izometrija, b) nacrt	38
Slika 4.21. Horizontalno pozicioniranje: a) 3D CAD model, b) prijelazni 3D model, c) aksonometrijski model, d) tehnička skica	39
Slika 4.22. Vertikalno pozicioniranje: a) 3D CAD model, b) prijelazni 3D model, c) aksonometrijski model, d) tehnička skica	39
Slika 4.23. a) izometrijski prikaz $\frac{1}{4}$ modela rastojnika-prigušivača u presjeku, b) gumeni umetak, $\frac{1}{2}$ torzijske opruge s apliciranim materijalom, dvije projekcije	40
Slika 4.24. Uzbuda rastojnika silom, horizontalno i vertikalno pozicioniranje: a) H poz.: krajnji gornji položaj, b) H poz.: početni položaj, c) H poz.: krajnji donji položaj, d) V poz.: krajnji lijevi položaj, e) V poz.: početni položaj, f) V poz.: krajnji desni položaj	41
Slika 4.25. Usporedba formi vibriranja rastojnika: a) I. forma Catia, b) I. forma Abaqus, c) II. forma Catia, d) II. forma Abaqus, e) III. forma Catia, f) III. forma Abaqus	41
Slika 4.26. Konačni 3D model za mreže KE: a) izometrija, b) nacrt	42
Slika 4.27. Mreža KE PM II. – horizontalni položaj rastojnika, referentne točke T_h i T	43
Slika 4.28. Mreža KE PM II. – vertikalni položaj rastojnika, referentne točke T_v i T	44
Slika 4.29. Horizontalni položaj rastojnika-prigušivača: a) CAD model, b) mreža KE i RU.....	45
Slika 4.30. Vertikalni položaj rastojnika-prigušivača: a) CAD model, b) mreža KE i RU	45
Slika 4.31. Prvih šest glavnih formi vibriranja uređaja, horizontalni položaj: a) I. forma, b) II. forma, c) III. forma, d) IV. forma, e) V. forma, f) VI. forma.....	47
Slika 4.32. I. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije	48
Slika 4.33. II. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije	48
Slika 4.34. III. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije.....	48
Slika 4.35. IV. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije	49
Slika 4.36. V. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije	49
Slika 4.37. VI. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije.....	49
Slika 4.38. Glavna forma vibriranja rastojnika: a) pozicioniran na uređaj, b) sâm rastojnik ($\frac{1}{2}$ modela).....	50
Slika 4.39. Prvih šest glavnih formi vibriranja uređaja, vertikalni položaj: a) I. forma, b) II. forma, c) III. forma, d) IV. forma, e) V. forma, f) VI. forma	50

Slika 4.40. I. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije	51
Slika 4.41. II. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije.....	51
Slika 4.42. III. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije	51
Slika 4.43. IV. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije	52
Slika 4.44. V. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije.....	52
Slika 4.45. VI. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije	52
Slika 4.46. Ovisnost impedancije \hat{Z}_{ij} o frekvenciji f za vertikalni položaj	54
Slika 4.47. Ovisnost sile $F_t(v)$ o frekvenciji f za vertikalni položaj.....	54
Slika 4.48. Dijagrami za alat <i>Frequency Modulation</i> : a) $F_0(v)_x$, b) $F_0(v)_z$, c) $F_1(v)_x$, d) $F_1(v)_z$	55
Slika 4.49. Ovisnost impedancije \hat{Z}_{ij} o frekvenciji f za horizontalni položaj	56
Slika 4.50. Ovisnost sile $F_t(h)$ o frekvenciji f za horizontalni položaj	56
Slika 4.51. Dijagrami za alat <i>Frequency Modulation</i> : a) $F_0(h)_x$, b) $F_0(h)_z$, c) $F_1(h)_x$, d) $F_1(h)_z$	56
Slika 4.52. Ovisnost faznog kuta γ_{ij} o frekvenciji za vertikalni položaj	57
Slika 4.53. Ovisnost faznog kuta γ_{ij} o frekvenciji za vertikalni položaj – korigirani predznak.....	57
Slika 4.54. Ovisnost faznog kuta γ_{ij} o frekvenciji za horizontalni položaj.....	58
Slika 4.55. Ovisnost faznog kuta γ_{ij} o frekvenciji za horizontalni položaj – korigirani predznak..	58
Slika 4.56. Mreže PM uređaja bez rastojnika: a) horizontalni položaj, b) vertikalni položaj	59
Slika 4.57. Prvih šest glavnih formi vibriranja uređaja bez rastojnika, horizontalni položaj: a) I. forma, b) II. forma, c) III. forma, d) IV. forma, e) V. forma, f) VI. forma	60
Slika 4.58. Prvih šest glavnih formi vibriranja uređaja bez rastojnika, vertikalni položaj: a) I. forma, b) II. forma, c) III. forma, d) IV. forma, e) V. forma, f) VI. forma	61
Slika 4.59. Primjer parametrizacije faktora PM	62
Slika 4.60. Sile $F_0(h)_{x,z}$ na $\frac{1}{2}$ plašta osovine fiksnog oslonca: a) <i>Case 1</i> , b) <i>Case 2</i>	62
Slika 4.61. Sile $F_1(h)_{x,z}$ na $\frac{1}{2}$ plašta osovine pomičnog oslonca: a) <i>Case 3</i> , b) <i>Case 4</i>	63
Slika 4.62. Djelovanje sile u smjeru osi Z na $\frac{1}{2}$ cilindrične površine plašta osovine	63
Slika 4.63. Sile $F_0(v)_{x,z}$ na $\frac{1}{2}$ plašta osovine fiksnog oslonca: a) <i>Case 5</i> , b) <i>Case 6</i>	63
Slika 4.64. Sile $F_1(v)_{x,z}$ na $\frac{1}{2}$ plašta osovine pomičnog oslonca: a) <i>Case 7</i> , b) <i>Case 8</i>	64
Slika 4.65. Model statičkog opterećenja za: a) horizontalni položaj, b) vertikalni položaj	64
Slika 4.66. Primjer definiranja parametara sile $F_0(h)_z$ dinamičke analize.....	65
Slika 4.67. Primjer globalnog prigušenja ζ za sve f_n u Catia GSA modulu	66
Slika 4.68. Ovisnost amplitude pomaka o frekvenciji f za horizontalni položaj.....	67
Slika 4.69. Ovisnost amplitude pomaka o frekvenciji f za vertikalni položaj	67
Slika 4.70. Ovisnost amplitude uzbude o frekvenciji uzbude	68
Slika 4.71. Usporedba amplituda pomaka za horizontalni položaj rastojnika	69
Slika 4.72. Usporedba amplituda pomaka za vertikalni položaj rastojnika.....	69

Popis tablica

Tablica 2.1. Renumeracija komponenata sila rastojnika: horizontalni položaj	9
Tablica 2.2. Renumeracija komponenata sila rastojnika: vertikalni položaj.....	9
Tablica 3.1. Usporedba rezultata prve vlastite frekvencije	19
Tablica 3.2. Usporedba rezultata pomaka	19
Tablica 4.1. Vrijeme izrade mreža KE.....	31
Tablica 4.2. Vrijeme izračuna vlastitih frekvencija PM	32
Tablica 4.3. Broj KE PM II.	46
Tablica 4.4. Vlastite frekvencije PM II. za horizontalni i vertikalni položaj	46
Tablica 4.5. Sile F_r u osloncima rastojnika-prigušivača.....	57
Tablica 4.6. Vlastite frekvencije PM II. za horizontalni i vertikalni položaj bez rastojnika.....	59
Tablica 4.7. Amplitude pomaka točke T_h	68
Tablica 4.8. Amplitude pomaka točke T_v	68

Popis tehničke dokumentacije

Q.2100.11 – kompletna tehnička dokumentacija uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača Dalekovoda d.d.

Popis važnijih oznaka i skraćenica

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis oznake
A_n	mm^2	površina poprečnog presjeka
c	N/m	konstanta krutosti opruge
c_k	-	faktor sile u frekvencijskom području
c_t	$\text{N}\cdot\text{m/rad}$	torzijska krutost opruge
d	mm	promjer kružnog poprečnog presjeka
E	MPa	Youngov modul elastičnosti
$F_{0,1}(\mathbf{h}, \mathbf{v})_{x,y,z}$	N	sila u smjerovima osi x, y, z
$F(t)_{x,y,z}$	N	uzbudna (poremećajna) sila u smjerovima osi x, y, z
F_{jed}	N	jedinična sila ($F_{\text{jed}} = 1$)
F_r	N	sila na zglobov rastojnika
$\bar{F}(t)_{x,y,z}$	N	kompleksna uzbudna sila u smjerovima osi x, y, z
$\hat{F}_{x,y,z}$	N	amplituda uzbudne sile u smjerovima osi x, y, z
$\hat{\bar{F}}_{x,y,z}$	N	kompleksna amplituda uzbudne sile u smjerovima osi x, y, z
f_n	Hz (1/s)	vlastita frekvencija
f_{nA}	Hz (1/s)	aksijalna vlastita frekvencija grede
f_{nF}	Hz (1/s)	fleksijska vlastita frekvencija grede
f_{nT}	Hz (1/s)	torzijska vlastita frekvencija grede
g	m/s^2	akceleracija Zemljine sile teže ($g \cong 9,80665$)
$G_{x,y,z}$	MPa	modul smicanja u smjerovima osi x, y, z
h_{KE}	mm	veličina konačnog elementa
i	-	imaginarna jedinica
I_p	mm^4	polarni moment tromosti presjeka
$I_{x,y,z}$	mm^4	aksijalni moment tromosti presjeka oko osi x, y, z
\mathbf{J}	-	Jacobijeva matrica
$J_{x,y,z}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	dinamički moment inercije oko osi x, y, z
k	$\text{N}\cdot\text{s/m}$	koeficijent viskoznog prigušenja
K	-	faktor uvećanja
$k_f(f)$	-	faktor frekvencijske modulacije
k_{kr}	$\text{N}\cdot\text{s/m}$	kritično prigušenje
L_n, l_n	mm	duljine
n_{KE}	-	broj konačnih elemenata
p_0	MPa	tlak
r_n	mm	polumjer kružnog poprečnog presjeka
$T_{h,v}$	-	horizontalna, vertikalna referentna točka
T	-	pomična referentna točka

t_h	mm	debljina ljuske
$t_{izrč}$	min	vrijeme računalnog izračuna proračunskog modela
$t_{izrđ}$	h	vrijeme izrade proračunskog modela
u, v, w	mm	pomak u smjerovima osi x, y, z
$\hat{u}, \hat{v}, \hat{w}$	mm	amplituda pomaka u smjerovima osi x, y, z
\mathbf{V}	mm, rad	globalni vektor pomaka
\mathbf{v}	mm, rad	lokalni vektor pomaka
v_{vj}	m/s	brzina strujanja vjetra
$v_{x,y,z}$	m/s	brzina u smjerovima osi x, y, z
$\hat{v}_{x,y,z}$	m/s	amplituda brzine u smjerovima osi x, y, z
$\hat{\hat{v}}_{x,y,z}$	m/s	kompleksna amplituda brzine u smjerovima osi x, y, z
$w(t)$	mm	pomak u smjeru osi z u ovisnosti o vremenu
X, Y, Z, x, y, z	-	globalne, lokalne Kartezijeve koordinate
$\hat{\hat{Z}}$	N·s/m	kompleksna amplituda mehaničke impedancije

Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis oznake
β	rad	fazni kut između vektora brzine i vektora sile
γ	rad	fazni kut impedancije
$\eta = \Omega/\omega_n$	-	bezdimenzijska kružna frekvencija
μ_{zr}	Pa·s	dinamička viskoznost zraka (uzduha)
ν	-	Poissonov koeficijent
$\zeta = k/k_{kr}$	%	bezdimenzijski faktor prigušenja
π	-	Ludolfov broj ($\pi \cong 3,14159$)
ρ	kg/m ³	gustoća
σ_{ekv}	MPa	ekvivalentno naprezanje prema Von Misesu
φ	rad	fazni kut između vektora sile i vektora pomaka
$\varphi_{x,y,z}$	rad	kut zakreta oko osi x, y, z
$\dot{\varphi}_{x,y,z}$	rad/s	kutna brzina oko osi x, y, z
$\ddot{\varphi}_{x,y,z}$	rad/s ²	kutno ubrzanje oko osi x, y, z
Ω	rad/s	kružna frekvencija uzbude
$\omega_n = f_n/2\pi$	rad/s	vlastita kružna frekvencija slobodnih neprigušenih vibracija

Skraćenice

Oznaka	Puno značenje
3D	trodimenzionalno
A	aksijalno (uzdužno)
AMT	<i>Advanced Meshing Tools</i> (napredni alati za umrežavanje)
ANLT	analitički

CAD	<i>Computer Aided Design/Drafting</i> (konstruiranje pomoću računala)
CAI	<i>Catia Associative Interface</i> (Catia asocijativno sučelje)
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (računalna mehanika fluida)
DIN	dinamički
EKV	ekvivalentno
F	fleksijski (savojno)
FEM	<i>Finite Element Method</i> (metoda konačnih elemenata)
GSA	<i>Generative Structural Analysis</i> (generativna strukturna analiza)
GSS	globalni stupanj slobode
H	horizontalno
HIBR	hibridno
JED	jedinično
KE	konačni element
KR	kritično
LSS	lokalni stupanj slobode
MAX	maksimalno
MDS	<i>Mass Damper Spring</i> (masa prigušivač opruga)
MIN	minimalno
MKE	metoda konačnih elemenata
ODB	odabrano
OS	osovina
P	pomičan
PL	plašt
PM	proračunski model
POZ	pozicioniranje
R	reaktivno
R	radijalno
REF	referentno
RU	rubni uvjet
SSG	stupanj slobode gibanja
T	torzijski (uvojno)
UZ	uzbudno
V	vertikalno

Sažetak

Tema ovog rada je dinamička analiza konstrukcije uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača kompanije Dalekovod. Rastojnici-prigušivači služe za održavanje razmaka između vodiča u snopu dalekovoda te za prigušenje eolskih vibracija snopa, a razmatrani uređaj služi za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača. Cilj rada je donošenje zaključka o funkcionalnosti konstrukcije razmatranog uređaja.

Dinamička analiza izvršena je numerički pomoću metode konačnih elemenata u komercijalnom programskom paketu Catia P3 V5R18 SP3 kompanije Dassault Systèmes [1], GSA modulom [11] te djelomice u programskim paketima Abaqus 6.9-EF1 [25] i SolidWorks 2008 SP4.0 [26]. Rad je podijeljen u četiri dijela.

U prvom dijelu je ukratko opisana pojava i problematika eolskih vibracija snopa vodiča, princip njihovog prigušenja korištenjem rastojnika-prigušivača te metoda ravnoteže energija koja se u praksi koristi za proračun eolskih vibracija snopa. Definirana je matrica mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača te je prikazan model uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika, kao i način na koji se vrši mjerenje sila. Određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača vrši se uz pretpostavku da su zglobovi na koje se montiraju stezaljke rastojnika-prigušivača (referentne točke) nepomični. U praksi treba biti zadovoljeno da njihovi pomaci tijekom mjerenja bitno ne utječu na točnost dobivenih rezultata, što je ujedno i glavni kriterij funkcionalnosti uređaja.

U drugom dijelu je provedeno ispitivanje konvergencije te verifikacija odabranih konačnih elemenata za numeričku analizu konstrukcije. Ispitivanje je izvršeno pomoću metode konačnih elemenata u komercijalnom programskom paketu Catia P3 V5R18 SP3, usporedbom sa referentnim podacima iz literature, dobivenih analitičkim i eksperimentalnim metodama.

U trećem dijelu je provedena dinamička analiza sklopa konstrukcije uređaja s definiranim rubnim uvjetima. Određene su vlastite frekvencije sklopa uređaja s uključenim rastojnikom-prigušivačem u proračunski model, u području frekvencija $f = 5 - 100$ Hz za horizontalni i vertikalni položaj rastojnika-prigušivača. Na temelju glavnih formi vibriranja proračunskog modela uređaja bez rastojnika-prigušivača, provedena je dinamička analiza uz harmonijsku uzбудu zadanu preko komponenata sila na referentne točke uređaja.

Bezdimenzijski faktor prigušenja procijenjen je prema dostupnim podacima iz literature te je utvrđeno rezonantno područje uređaja sa najvećim intenzitetom amplituda pomaka referentnih točaka za horizontalni i vertikalni položaj rastojnika-prigušivača. Mjerenja mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača mogu davati pogrešne rezultate zbog prolaska kroz rezonantno područje uređaja. Rezonantno područje sa najvećim intenzitetom amplituda pomaka nalazi se između $f \cong 37$ do 55 Hz za horizontalni i vertikalni položaj rastojnika-prigušivača, uz napomenu da su za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača amplitude pomaka referentne točke skoro duplo veće od amplituda pomaka referentne točke za horizontalni položaj rastojnika-prigušivača. Na kraju poglavlja analizirani su dobiveni rezultati vlastitih frekvencija i amplituda pomaka referentnih točaka te je postavljen kriterij funkcionalnosti uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača.

U zaključku je ocijenjena funkcionalnost uređaja na temelju dobivenih rezultata uz napomenu posebnog obraćanja pažnje na mjerenja u području frekvencija $f \cong 37$ do 55 Hz.

1. Uvod

Razumijevanje problematike vibracija čest je konstrukcijski izazov u strojarstvu. Velika pažnja posvećuje se statičkoj i dinamičkoj stabilnosti u procesu proračuna, testiranja te implementacije kompliciranih i kompleksnih konstrukcija. Napretkom tehnike i tehnologije, mogućnosti izvedbe konstrukcija postaju sve šire, a tako i složenije pa je sve teže naći jednostavnije analitičke modele kojima bi se aproksimirala i linearizirala konstrukcija u svrhu lakšeg i bržeg proračuna. Nepochvenjivu važnost, u svrhu proračuna i verificiranja takvih analitički teško rješivih konstrukcija, imaju moderne numeričke inženjerske metode kao što je metoda konačnih elemenata. Prednosti numeričkih metoda dolaze do izražaja sve više razvojem modernih brzih računala i računalnih algoritama pomoću kojih se postupak iznalaženja rješenja znatno pojednostavnjuje. Proračuni za koje su prije trebali dani i mjeseci, u današnje doba računalni procesor riješi za vrlo kratko vrijeme (milisekunde) što povećava produktivnost i efikasnost pri rješavanju inženjerskih problema.

Ovaj rad, orijentiran je iznalaženju rješenja problema dinamičkog opterećenja konstrukcije pomoću metode konačnih elemenata kao glavnog primijenjenog alata.

1.1. Motivacija

Rad je nastavljen na već postojeće radove vezane za problematiku eolskih vibracija dalekovoda [2], [3], [4] te je jedna od karika u lancu iznalaženja rješenja za smanjenje intenziteta eolskih vibracija snopa vodiča.

Eksperimentalne metode ispitivanja konstrukcija su vrlo skupe, komplicirane i vremenski zahtjevne, stoga se koriste isključivo u posebne svrhe. Cilj ovog rada jest osmisliti proračunski model koji brzo, efikasno i zadovoljavajuće točno numerički prikazuje realno ponašanje konstrukcije uređaja za mjerenje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača. U tu svrhu, kreiran je fleksibilan i parametriziran proračunski model koji pokušava dati odgovore na pitanje funkcionalnosti uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača u radnom području, analizom pomaka referentnih točaka. Iznimna pažnja posvećena je izradi detaljne strukturirane mreže konačnih elemenata proračunskog modela uređaja za dva slučaja dinamičke analize: za horizontalni i za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača.

U svrhu sprječavanja pogrešaka te u nedostatku referentnih rezultata, rad je kritički promatran kroz više provjera i numeričkih formulacija proračunskog modela.

2. Vibracije

Gibanja koja se tijekom vremena uzastopno ponavljaju nazivaju se vibracijama ili oscilacijama. Na primjer, titranje matematičkog ili fizikalnog njihala tipičan je primjer oscilacija. Teorija vibracija bavi se proučavanjem vibracijskoga gibanja tijela kao i sila koje su povezane s takvim gibanjem. Svaki vibracijski sustav sastoji se od člana u kojemu se može akumulirati potencijalna energija (opruga, elastični element), člana u kojemu se može akumulirati kinetička energija (masa) te člana koji omogućuje postupno rasipanje energije (prigušni element). Pri vibracijskom se gibanju kinetička energija uzastopno pretvara u potencijalnu i obrnuto. Ako je sustav prigušen, dio energije se rasipa tijekom svakog perioda vibracija te se za održavanje stacionarnog stanja vibracija izgubljena energija mora nadoknaditi iz nekoga vanjskog izvora energije.

U tehničkoj praksi, vibracije su vrlo često štetna i neželjena pojava koja može uzrokovati oštećenje ili kolaps konstrukcije (mostovi, rotacijski strojevi, klipni mehanizmi, turbinske lopatice) te brže trošenje strojnih dijelova (ležajevi, zupčanici). Vibracije također mogu onemogućiti i normalnu funkciju strojeva (alatni strojevi, roboti, manipulatori). Međutim, vibracije se mogu i korisno upotrijebiti u industriji (vibracijska sita, završna obrada, transport pomoću vibrokonvejera, ispitivanje zamora materijala itd.), kao i za robu široke potrošnje (električne četkice za zube, brijaći aparati, vibra-brusilice i sl.) [6].

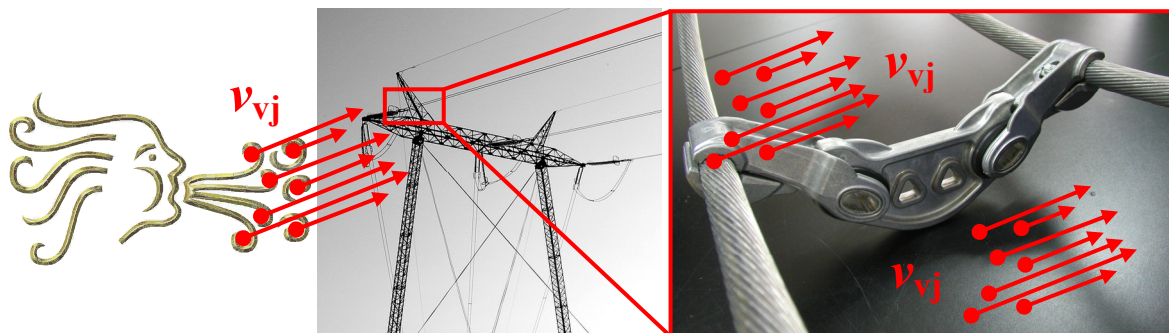
U kontekstu ovoga rada, vibracije se smatraju štetnom i neželjenom pojavom koja se nastoji minimizirati, ali prije svega procijeniti te kvalitativno i kvantitativno izmjeriti.

2.1. Eolske vibracije i rastojnik prigušivač

Stari Grci su još u antičko doba, promatrajući utjecaj vjetrova na napeto užje, uočili vibracije malih amplituda. Te vibracije nazvane su „eolskim vibracijama“ prema grčkom vladaru vjetrova Eolu¹ [4], a posljedica su utjecaja slabog vjetrova okomitog na uzdužnu os užeta.

Amplitude eolskih vibracija su relativno male i iznose do maksimalno jednog promjera užeta, no u promatranom slučaju, i pod utjecajem vibracija malih amplituda može doći do značajnih trajnih oštećenja vodiča dalekovoda. Eolske vibracije javljaju se kao posljedica stacionarnih laminarnih zračnih strujanja malih brzina ($v_{vj} \cong 1 - 7 \text{ m/s}$) koja djeluju u smjeru okomitom na os vodiča.

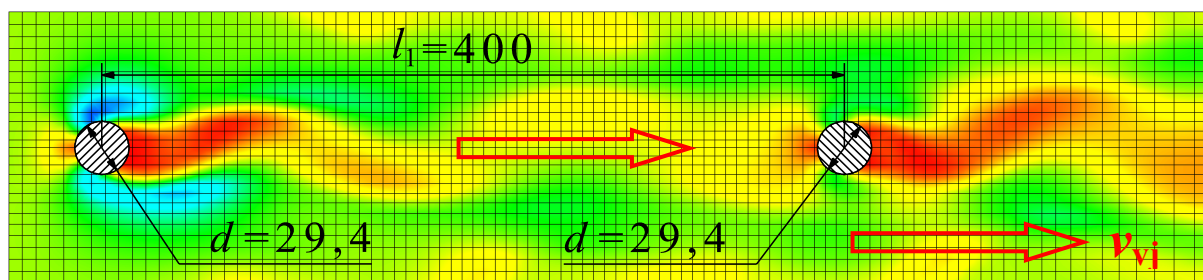
¹ Prema grčkoj mitologiji, postojala su tri mitska lika imenom Eol, nadnaravnih moći upravljanja vjetrovima.



Slika 2.1. Mehanizam nastanka eolskih vibracija i djelovanje na rastojnik-prigušivač

Vincenc Strouhal (1878.) i Theodore von Kármán (1912.), bili su među prvima koji su istraživali strujanje fluida oko cilindričnog tijela [3].

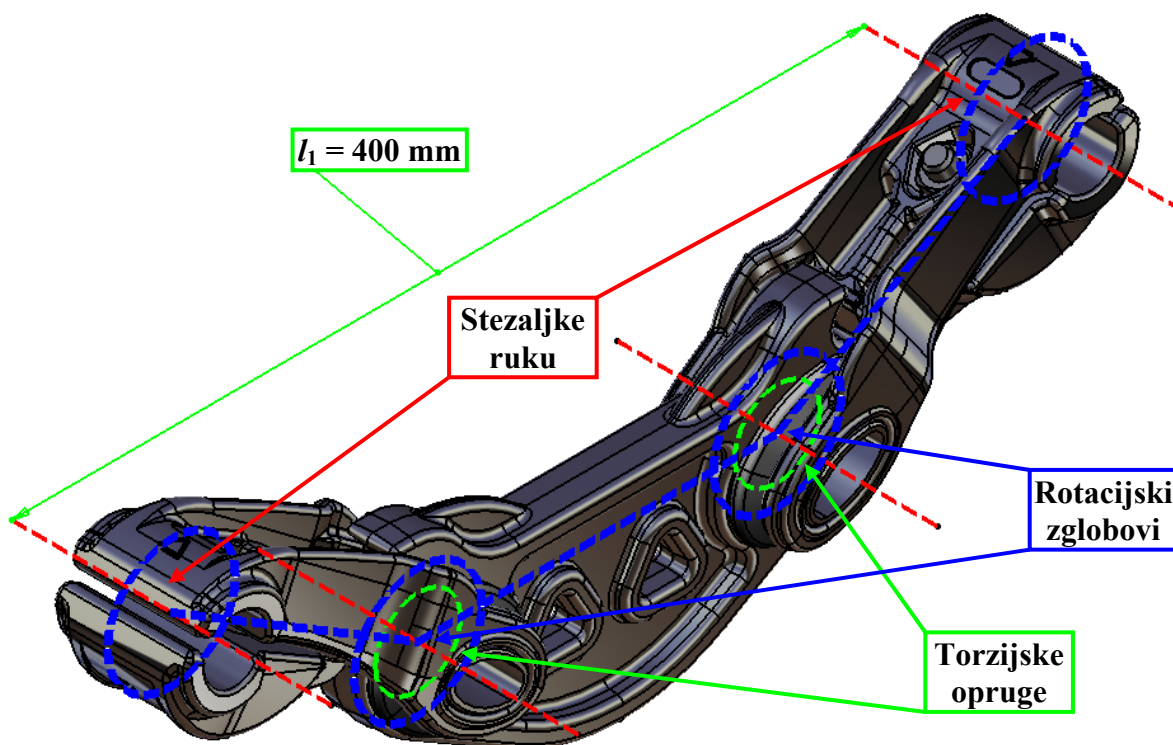
Slika 2.2. predstavlja detalj orijentacijske računalne simulacije stvaranja Kármánovih vrtloga dva vodiča dalekovoda, prikazom dinamičke viskoznosti zraka μ_z uz zadanu maksimalnu brzinu strujanja vjetra $v_{vj} = 7$ m/s. Pretpostavljeni režim strujanja je laminarni prije udara u prvi vodič (lijevi šrafirani cilindrični presjek na slici 2.2.), a potom turbulentni.



Slika 2.2. Kármánovi vrtlozi na snop vodiča, SolidWorks 2008 CFD numerička analiza

Naizmjenično odvajanje Kármánovih vrtloga sa suprotnih strana profila stvara harmonijski promjenjivu silu uzgona koja djeluje u smjeru okomitom na brzinu vjetra. Kad se frekvencija odvajanja Kármánovih vrtloga poklopi s nekom od vlastitih frekvencija vodiča, može doći do intenzivnih rezonantnih vibracija. Ova pojava je posebno opasna jer može dovesti do zamora materijala vodiča dalekovoda. Frekvencije eolskih vibracija se najčešće kreću $f \cong 5 - 100$ Hz, stoga je taj raspon od najvećeg značaja za istraživanje vlastitih frekvencija uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača u ovom radu.

Osnovna funkcija rastojnika-prigušivača je održavanje zadanog razmaka između vodiča ($l_1 = 400$ mm, Slika 2.2.). Ugradnjom gumenih elemenata (djeluju kao torzijska opruga s prigušenjem) u zglobove ruku rastojnika postiže se prigušenje eolskih vibracija. Za vrijeme pomicanja ruku rastojnika-prigušivača utjecajem gumenog elementa dolazi do disipacije energije, a tako i smanjenja amplituda eolskih vibracija.



Slika 2.3. Catia 3D CAD model rastojnika-prigušivača s apliciranim materijalom

2.2. Matrica mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača

Za procjenu i određivanje amplituda eolskih vibracija snopa vodiča sa rastojnicima-prigušivacima, u tehničkoj praksi koristi se metoda ravnoteže energija (eng. Energy balance method/principle) [2], [3], [4], [5]. Metoda ravnoteže energija se temelji na nelinearnoj algebarskoj jednadžbi ravnoteže snaga za slučaj stacionarnih vibracija vodiča. Jednadžba ravnoteže energija pri stacionarnim vibracijama vodiča za određenu frekvenciju vibracija glasi

$$P_w(A) = P_D(A) + P_C(A). \quad (2.1)$$

Član $P_w(A)$ označava snagu koju uzbudne aerodinamičke sile unose u sustav (za zadanu brzinu vjetra v_{vj} i odgovarajuću frekvenciju f odvajanja Kármánovih vrtloga), $P_D(A)$ je snaga koju prigušivač disipira (apsorbira), dok je $P_C(A)$ snaga koju vodič disipira uslijed vlastitog prigušenja. Izraz (2.1) je nelinearna funkcija amplitude vibracija vodiča A na nekoj određenoj frekvenciji. Amplituda vibracija vodiča A može se odrediti pomoću izraza (2.1) za bilo koju zadanu brzinu vjetra v_{vj} ili frekvenciju f . Za određivanje frekvencijskog odziva, tj. amplituda vibracija A u ovisnosti o frekvenciji vibracija f , odnosno brzini vjetra v_{vj} , potrebno je poznavati funkcije koje opisuju gore navedene snage. Snaga $P_D(A)$ koju rastojnik-prigušivač disipira, funkcija je mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača [5].

Vibracijski sustavi mogu se opisati jednadžbama koje definiraju odnose između akceleracije, brzine, pomaka sustava i uzbudne sile.

Ako na linearni sustav djeluje uzbudna sila sinusnog oblika, tada akceleracija, brzina i funkcija pomaka tog sustava također poprimaju oblik sinusnih funkcija, a odnosi između tih veličina definirani su međusobnim omjerima i faznim kutevima između odgovarajućih vektora [3].

Razmatrani slučaj rastojnika-prigušivača opisan je matricom prijenosne mehaničke impedancije kojom se mogu izraziti odnosi između sila i brzina u osloncima.

Kompleksna amplituda harmonijske sile zapisana je izrazom

$$\hat{\vec{F}} = \hat{F} \cdot e^{i\varphi}, \quad (2.2)$$

kompleksna amplituda brzine zapisana je izrazom

$$\hat{\vec{v}} = \hat{v} \cdot e^{i\frac{\pi}{2}}, \quad (2.3)$$

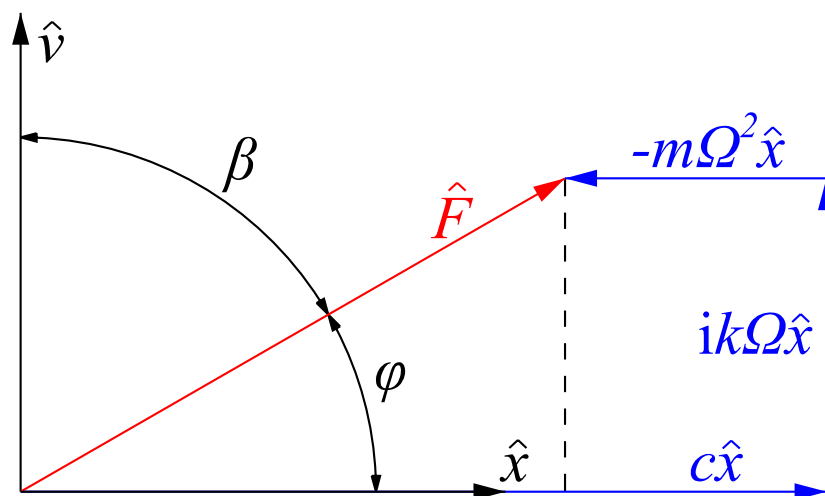
a korištenjem izraza (2.2) i (2.3), vektor mehaničke impedancije poprima oblik

$$\hat{\vec{Z}} = \frac{\hat{\vec{F}}}{\hat{\vec{v}}} = \frac{\hat{F} \cdot e^{i\varphi}}{\hat{v} \cdot e^{i\frac{\pi}{2}}} = \frac{\hat{F}}{\hat{v}} \cdot e^{i\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)} = \frac{\hat{F}}{\hat{v}} \cdot e^{-i\beta} = \frac{\hat{F}}{\hat{v}} \cdot e^{i\gamma}, \quad (2.4)$$

gdje je fazni kut impedancije

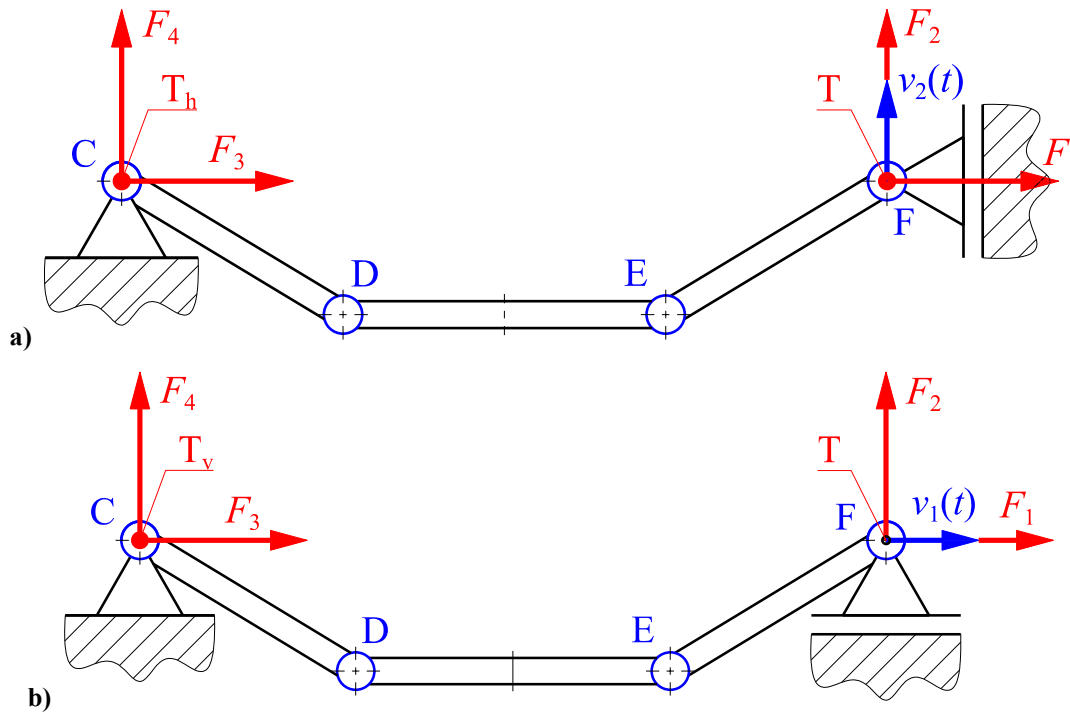
$$\gamma = -\beta = \varphi - \frac{\pi}{2}. \quad (2.5)$$

Na slici 2.4. prikazani su vektori amplitude sile, pomaka i brzine.



Slika 2.4. Vektorski prikaz amplituda sile $\hat{\vec{F}}$, pomaka \hat{x} i brzine \hat{v} te faznih kuteva β i φ

Rastojnik-prigušivač modeliran je kao sustav krutih tijela (štapova) vezanih rotacijskim zglobovima. Slika 2.5. prikazuje takav sustav s različito postavljenim pomičnim osloncima za vertikalnu i horizontalnu uzbuđu rastojnika-prigušivača.



Slika 2.5. Sile u osloncima rastojnika-prigušivača za: a) vertikalnu kinematičku uzbuđu, b) horizontalnu kinematičku uzbuđu

Štapovi su zglobovno povezani u zajedničkim čvorovima D i E, a oslonci su numerirani analogno: C je nepomični oslonac, a F pomični. Slika 2.5. prikazuje numeracije svih čvorova za vertikalnu i horizontalnu kinematičku uzbuđu, kao i komponente sila u osloncima. Ista numeracija čvorova je korištena tijekom cijelog rada.

Pri tome je u narednim poglavljima podrazumijevano da je kinematička uzbuđa $w(t)$ uvijek vertikalna (s obzirom na fiksni predefinirani položaj vibratora, Slika 2.8.), a položaj rastojnika je ili horizontalan, ili vertikalnan.

Amplitude sila koje djeluju na ruke rastojnika-prigušivača mogu se izraziti pomoću amplituda brzina pomaka ruku rastojnika i matrice prijenosne mehaničke impedancije

$$\hat{\mathbf{F}}_i = \hat{\mathbf{Z}}_{ij} \cdot \hat{\mathbf{v}}_j \Rightarrow \begin{bmatrix} \hat{F}_1 \\ \hat{F}_2 \\ \hat{F}_3 \\ \hat{F}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{Z}_{11} & \hat{Z}_{12} & \hat{Z}_{13} & \hat{Z}_{14} \\ \hat{Z}_{21} & \hat{Z}_{22} & \hat{Z}_{23} & \hat{Z}_{24} \\ \hat{Z}_{31} & \hat{Z}_{32} & \hat{Z}_{33} & \hat{Z}_{34} \\ \hat{Z}_{41} & \hat{Z}_{42} & \hat{Z}_{43} & \hat{Z}_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \hat{v}_1 \\ \hat{v}_2 \\ \hat{v}_3 \\ \hat{v}_4 \end{bmatrix}. \quad (2.6)$$

Za sustav prikazan na slici 2.5. a) vrijedi

$$v_1(t) = 0, \quad v_2(t) = \hat{v}_2 \sin \Omega t, \quad v_3(t) = 0, \quad v_4(t) = 0, \quad (2.7)$$

$$\hat{\bar{Z}}_{12} = \frac{\hat{\bar{F}}_1}{\hat{v}_2}, \quad \hat{\bar{Z}}_{22} = \frac{\hat{\bar{F}}_2}{\hat{v}_2}, \quad \hat{\bar{Z}}_{32} = \frac{\hat{\bar{F}}_3}{\hat{v}_2}, \quad \hat{\bar{Z}}_{42} = \frac{\hat{\bar{F}}_4}{\hat{v}_2}. \quad (2.8)$$

Za sustav prikazan na slici 2.5. b) vrijedi

$$v_1(t) = \hat{v}_1 \sin \Omega t, \quad v_2(t) = 0, \quad v_3(t) = 0, \quad v_4(t) = 0, \quad (2.9)$$

$$\hat{\bar{Z}}_{11} = \frac{\hat{\bar{F}}_1}{\hat{v}_1}, \quad \hat{\bar{Z}}_{21} = \frac{\hat{\bar{F}}_2}{\hat{v}_1}, \quad \hat{\bar{Z}}_{31} = \frac{\hat{\bar{F}}_3}{\hat{v}_1}, \quad \hat{\bar{Z}}_{41} = \frac{\hat{\bar{F}}_4}{\hat{v}_1}. \quad (2.10)$$

Zbog simetričnosti rastojnika, jednaki elementi matrice su

$$\begin{bmatrix} \hat{\bar{Z}}_{11} & \hat{\bar{Z}}_{12} & \hat{\bar{Z}}_{13} & \hat{\bar{Z}}_{14} \\ \hat{\bar{Z}}_{21} & \hat{\bar{Z}}_{22} & \hat{\bar{Z}}_{23} & \hat{\bar{Z}}_{24} \\ \hat{\bar{Z}}_{31} & \hat{\bar{Z}}_{32} & \hat{\bar{Z}}_{33} & \hat{\bar{Z}}_{34} \\ \hat{\bar{Z}}_{41} & \hat{\bar{Z}}_{42} & \hat{\bar{Z}}_{43} & \hat{\bar{Z}}_{44} \end{bmatrix} \Rightarrow \begin{matrix} \frac{\hat{\bar{F}}_1}{\hat{v}_1} = \frac{\hat{\bar{F}}_3}{\hat{v}_3} \Rightarrow \hat{\bar{Z}}_{11} = \hat{\bar{Z}}_{33} & \frac{\hat{\bar{F}}_3}{\hat{v}_1} = \frac{\hat{\bar{F}}_1}{\hat{v}_3} \Rightarrow \hat{\bar{Z}}_{31} = \hat{\bar{Z}}_{13} \\ \frac{\hat{\bar{F}}_1}{\hat{v}_2} = \frac{\hat{\bar{F}}_3}{\hat{v}_4} \Rightarrow \hat{\bar{Z}}_{12} = \hat{\bar{Z}}_{34} & \frac{\hat{\bar{F}}_3}{\hat{v}_2} = \frac{\hat{\bar{F}}_1}{\hat{v}_4} \Rightarrow \hat{\bar{Z}}_{32} = \hat{\bar{Z}}_{14} \\ \frac{\hat{\bar{F}}_2}{\hat{v}_1} = \frac{\hat{\bar{F}}_4}{\hat{v}_3} \Rightarrow \hat{\bar{Z}}_{21} = \hat{\bar{Z}}_{43} & \frac{\hat{\bar{F}}_4}{\hat{v}_1} = \frac{\hat{\bar{F}}_2}{\hat{v}_3} \Rightarrow \hat{\bar{Z}}_{41} = \hat{\bar{Z}}_{23} \\ \frac{\hat{\bar{F}}_2}{\hat{v}_4} = \frac{\hat{\bar{F}}_4}{\hat{v}_2} \Rightarrow \hat{\bar{Z}}_{22} = \hat{\bar{Z}}_{44} & \frac{\hat{\bar{F}}_4}{\hat{v}_2} = \frac{\hat{\bar{F}}_2}{\hat{v}_4} \Rightarrow \hat{\bar{Z}}_{42} = \hat{\bar{Z}}_{24} \end{matrix}. \quad (2.11)$$

Općenito, pomak ovisan o vremenu t i kružnoj frekvenciji uzbude Ω iznosi

$$w(t) = \hat{w} \sin \Omega t, \quad (2.12)$$

a prva derivacija pomaka $w(t)$ po vremenu je brzina i iznosi

$$\dot{w}(t) = \hat{w} \Omega \cos \Omega t. \quad (2.13)$$

Vrijede izrazi

$$\hat{v} = \hat{w} \Omega, \quad \Omega = 2\pi f. \quad (2.14)$$

Prema standardu za ispitivanje mehaničke impedancije Stockbridge prigušivača [4], amplituda brzine vibracija \hat{v} je konstantna i iznosi

$$\hat{v} = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} = \text{konst.} \quad (2.15)$$

Iz izraza (2.13) i (2.14) dobija se izraz za amplitudu pomaka u ovisnosti o frekvenciji

$$\hat{w} = \frac{\hat{v}}{\Omega} = \frac{\hat{v}}{2\pi f}. \quad (2.16)$$

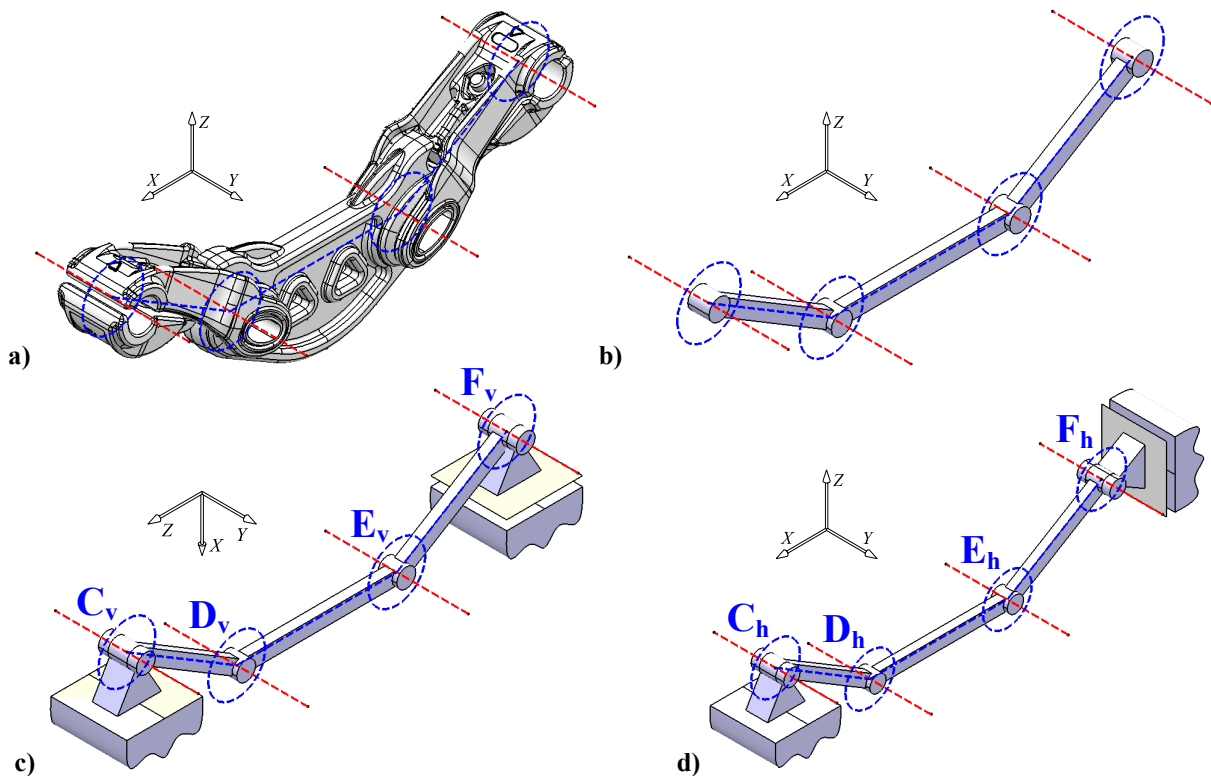
Budući da je frekvencijsko područje promatrano u spektru $f = 5 - 100$ Hz, vrijednosti maksimalne i minimalne amplitude pomaka su prema (2.15) i (2.16)

$$\hat{w}_{\min} = \frac{\hat{v}}{2\pi f_{\max}} = \frac{0,1}{2\pi \cdot 100} \cdot 10^3 = 0,159 \text{ mm}, \quad (2.17)$$

$$\hat{w}_{\max} = \frac{\hat{v}}{2\pi f_{\min}} = \frac{0,1}{2\pi \cdot 5} \cdot 10^3 = 3,183 \text{ mm}. \quad (2.18)$$

Vrijednosti amplitude pomaka dobivene prema izrazu (2.16), korištene su na kraju rada kao referenca pri određivanju kriterija funkcionalnosti uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača u poglavlju 4.3. (Rezultati dinamičke analize).

Budući da se numerička simulacija uređaja odvija u 3D okruženju, uveden je globalni koordinatni sustav prema kojem je orijentiran položaj rastojnika u odnosu na horizontalnu ili vertikalnu kinematičku uzbuđu. U 3D globalnom koordinatnom sustavu, dodana je os Y oko koje se zakreću zglobovi rastojnika-prigušivača.



Slika 2.6. Rastojnik-prigušivač: a) 3D CAD model, b) oslobođen veza, c) vertikalni položaj na uređaju (horizontalna kinematička uzbuđa), d) horizontalni položaj na uređaju (vertikalna kinematička uzbuđa)

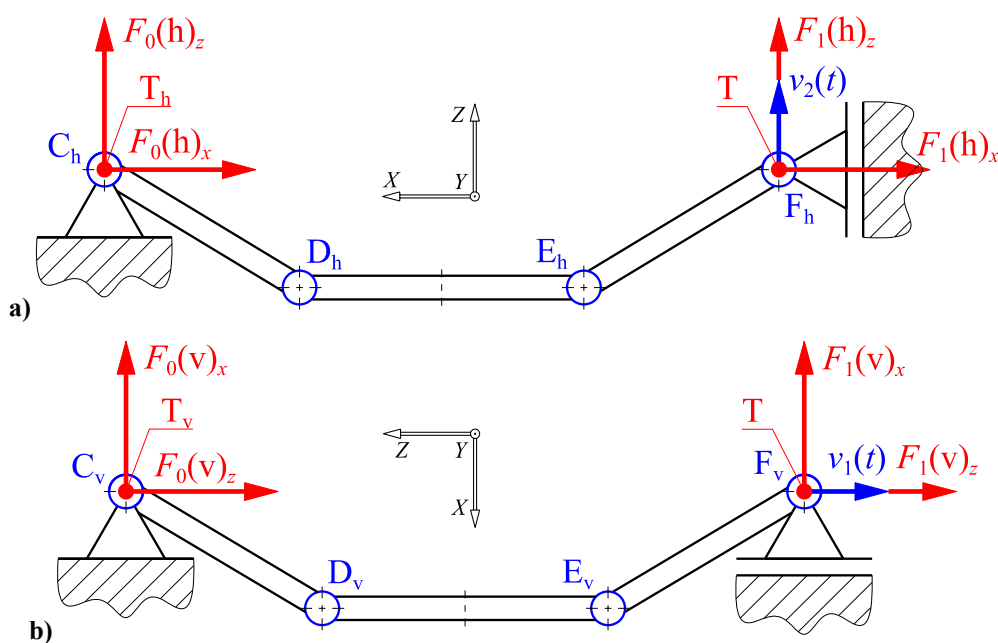
Iznosi sila i impedancija dobiveni numeričkom simulacijom u programskom paketu MatLab 7.0.1 preuzeti su iz [3], poglavlje 6. Budući da se u [3] proračunavao jednostavniji model i koordinatni sustav je postavljen arbitrarno, u ovom slučaju je uvedena nova nomenklatura sila u zglobovima. 3D globalni koordinatni sustav je orijentacijom prilagođen konstrukciji uređaja, sa ciljem da pojednostavi evidentiranje velike količine zasebnih dijelova konstrukcije koji čine segmente globalne mreže konačnih elemenata. Radi lakše evidencije, promjena nomenklature, tj. renumeracija koordinata i sila, prikazana je u zasebnim tablicama za horizontalni i vertikalni položaj rastojnika-prigušivača.

Tablica 2.1. Renumeracija komponentata sila rastojnika: horizontalni položaj

Komponenta sile F (Korošić), N	Komponenta sile F (Čakmak), N
F_4	$F_0(h)_z$
F_3	$F_0(h)_x$
F_2	$F_1(h)_z$
F_1	$F_1(h)_x$

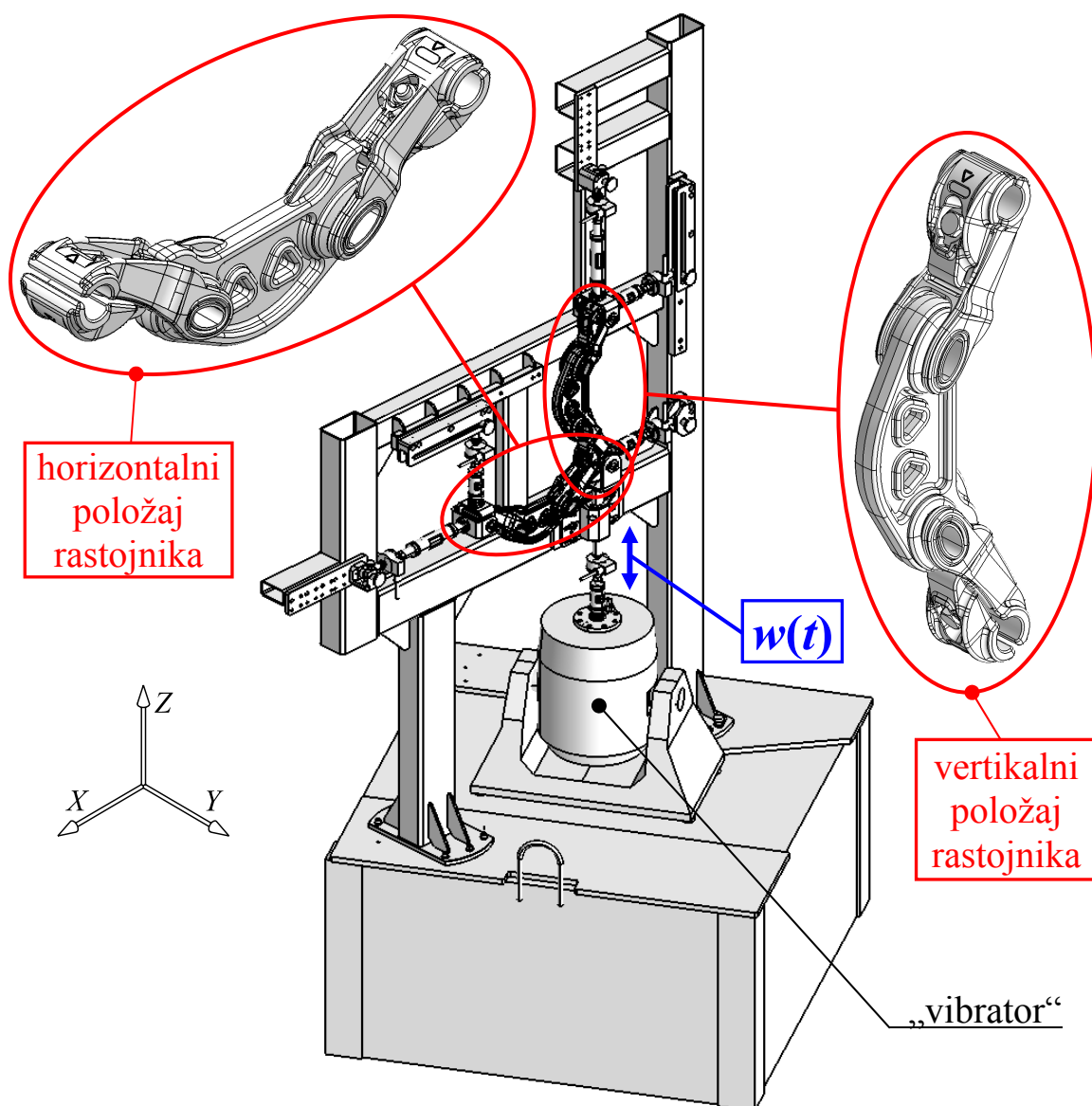
Tablica 2.2. Renumeracija komponentata sila rastojnika: vertikalni položaj

Komponenta sile F (Korošić), N	Komponenta sile F (Čakmak), N
F_4	$F_0(v)_x$
F_3	$F_0(v)_z$
F_2	$F_1(v)_x$
F_1	$F_1(v)_z$



Slika 2.7. Sile u osloncu rastojnika, nova nomenklatura za: a) horizontalni položaj na uređaju (vertikalna kinematička uzbuda), b) vertikalni položaj na uređaju (horizontalna kinematička uzbuda)

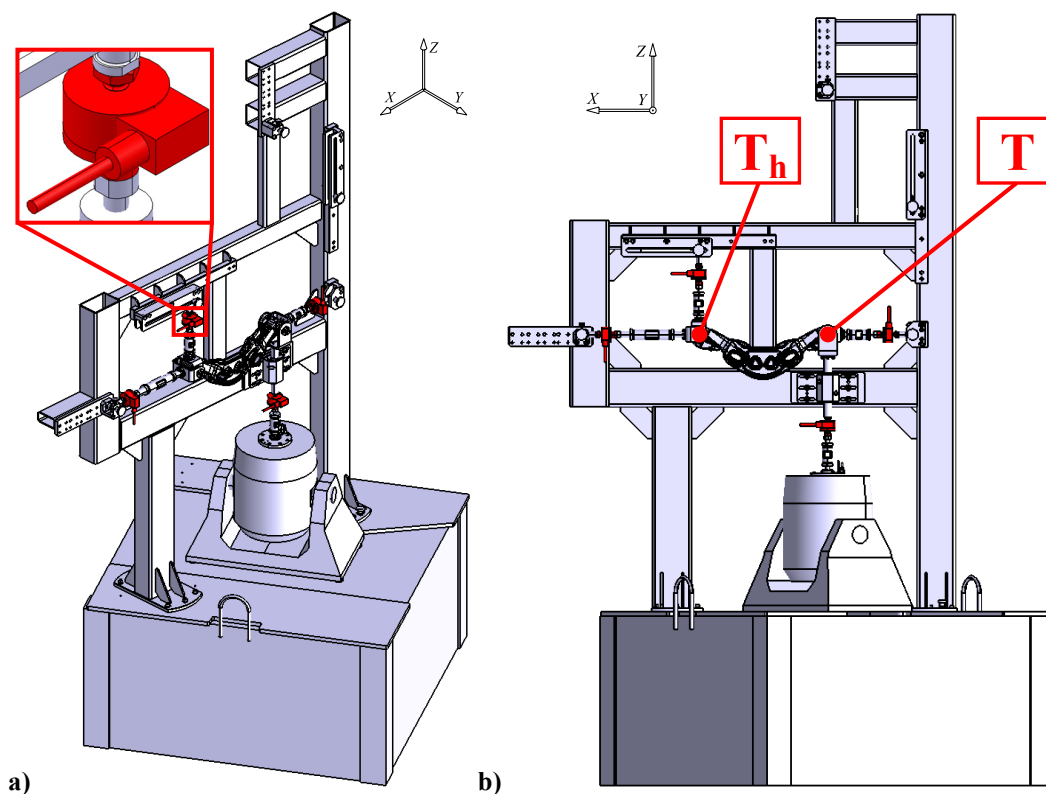
2.3. Uređaj za određivanje mehaničke impedancije



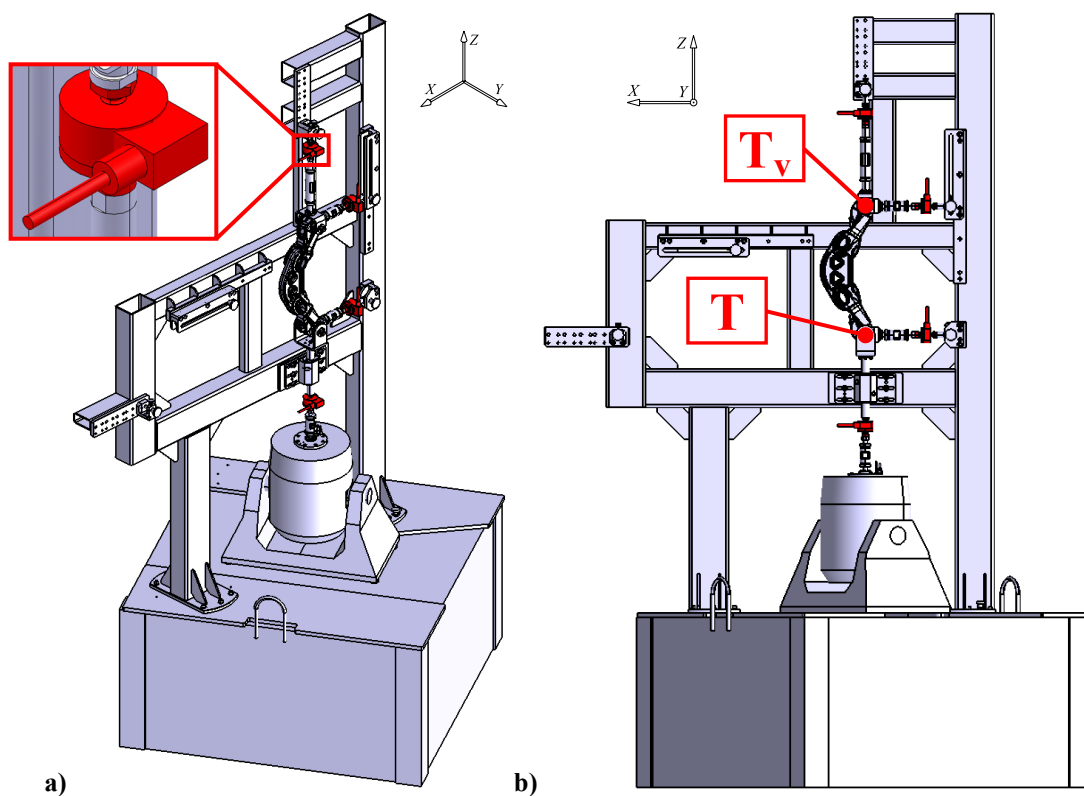
Slika 2.8. Model uređaja za određivanje mehaničke impedancije

Kriterij funkcionalnosti uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača je mirovanje referentnih točaka prilikom eksperimentalnog određivanja mehaničke impedancije. Za određivanje mehaničke impedancije, koriste se četiri sonde koje bilježe četiri komponente sile koje djeluju na rastojnik u smjeru osi X i Z , ovisno o položaju rastojnika (horizontalnom, ili vertikalnom). Zglobovi C_h i C_v na koje se montiraju stezaljke rastojnika-prigušivača (referentne točke T_h i T_v) trebali bi biti nepomični u smjerovima sve tri osi $X Y Z$, tj. pomaci moraju biti dovoljno mali da bitno ne utječu na rezultate mjerenja. Pritom su pomaci u smjeru osi Y manje važni, jer se mjerenja vrše u ravnini $X-Z$. Uvedena je referentna pomična točka T preko koje je definirana kinematička uzbuda (Slika 2.5.).

Na rastojnik-prigušivač djeluje kinematička uzbuda $w(t)$ te se tako simulira rad u realnim uvjetima. Određivanje mehaničke impedancije vrši se u horizontalnom i vertikalnom položaju rastojnika-prigušivača, stoga je i numerički model postavljen za ta dva slučaja.

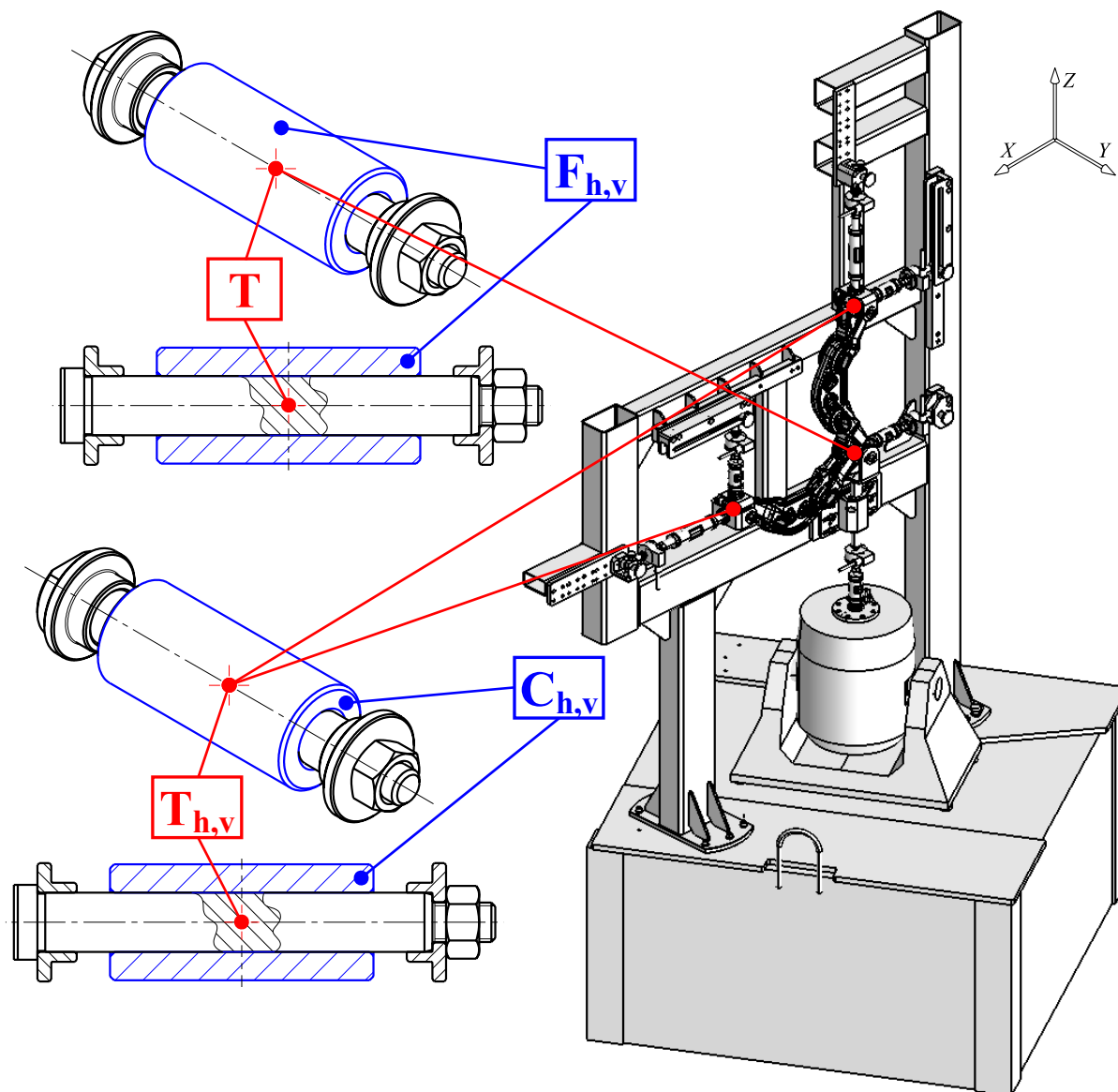


Slika 2.9. Horizontalni položaj: a) izometrija i detalj sonde, b) referentne točke



Slika 2.10. Vertikalni položaj: a) izometrija i detalj sonde, b) referentne točke

Budući da je proračunski model postavljen u 3D okruženju, potrebno je definirati položaje referentnih točaka u prostoru s obzirom na os Y . Sve referentne točke se nalaze u težištu cilindričnih tijela na koje se pričvršćuju stezaljke ruku rastojnika-prigušivača. Cilindri na koje naliježu stezaljke rastojnika prikazani su plavom bojom na slici 2.11. u izometriji i presjeku, a težišta T_h , T_v i T su označena crvenom bojom. Geometrija i materijal cilindara te položaj težišta u odnosu na cilindar su identični za horizontalni i vertikalni položaj. Položaji težišta su također identični s obzirom na globalni koordinatni sustav u smjeru osi Y .



Slika 2.11. Položaji referentnih točaka za horizontalni i vertikalni položaj

Cilindri predstavljaju i zglobove rastojnika-prigušivača za horizontalni, odnosno vertikalni položaj (Slika 2.5. prikazuje rastojnik u 2D okruženju). Definirano je da je referentna točka T_h težište zgloba C_h , a referentna točka T_v težište zgloba C_v . Analogno, točka T je težište zglobova i F_h i F_v . Ista nomenklatura je zadržana tijekom cijelog rada.

3. Metoda konačnih elemenata

Metoda konačnih elemenata (nadalje u tekstu skraćeno: MKE) je numerička metoda temeljena na diskretizaciji kontinuuma [7]. Po svojoj definiciji, MKE unosi trajnu grešku u rješenje problema proračunskog modela, a dužnost je analitičara da grešku kontrolira i drži unutar standardom propisanih veličina.

MKE je prikladna numerička metoda za analizu složenih konstrukcijskih problema, prvenstveno onih koje je komplicirano, ili nemoguće riješiti poznatim analitičkim metodama te je u tom kontekstu korištena kao glavni alat pri izradi ovog rada.

U današnje doba postoji velik broj komercijalnih računalnih programa temeljenih na MKE, koji omogućuju analizu kompleksnih konstrukcija bez razmatranja složene teorije koja opisuje njihovo fizikalno ponašanje. Korištenje programa nerijetko se svodi na zadavanje ulaznih podataka prema propisanim uputama, a dobivena rješenja prihvaćaju se bez dovoljno kritičnosti i potrebnog znanja pri interpretaciji rezultata. To, uz već očekivanu grešku po definiciji, unosi dodatni problem nekorektnosti pri izradi proračunskog modela od strane nedovoljno educiranih pojedinaca i prezentiranju netočnih rješenja. Jedan od primijenjenih načina ispitivanja točnosti dobivenih rješenja je ispitivanje konvergencije [7]. Cilj analize je da se rješenja dobivena pomoću MKE što više približe vrijednostima koje dovoljno točno opisuju razmatrani problem. S povećavanjem broja konačnih elemenata (nadalje u tekstu skraćeno: KE), numerička rješenja se moraju približavati točnim vrijednostima. To fizikalno znači da usitnjavanjem mreže KE energija deformiranja konvergira ka točnom iznosu energije deformiranja PM. Pritom se podrazumijeva da se mreža s većim brojem KE dobiva tako da se elementi početne mreže dijele na više manjih elemenata. Opisana metoda približavanja točnom rješenju uz jednoliko smanjenje dimenzija elemenata, u literaturi je poznata kao h -postupak. Konvergenciju je moguće postići i povećanjem stupnja polinoma interpolacijskih funkcija i kod relativno grube mreže, što je opisano kao p -postupak. Veliku brzinu konvergencije moguće je dobiti ako se istodobno smanjuju dimenzije elemenata i povećava stupanj polinoma interpolacijske funkcije, što je poznato kao h/p -postupak.

U kontekstu ovog istraživanja, korišten je isključivo h -postupak, dok je stupanj polinoma interpolacijske funkcije uvijek višeg (drugog u slučaju 2D i 3D elemenata, iznimno prvog u slučaju 1D greda) reda. Takva metodologija se pokazala optimalnom u okvirima rješavanja većine linearno elastičnih problema u okvirima i statičkog i dinamičkog opterećenja, što je primarno područje od interesa za ovaj rad.

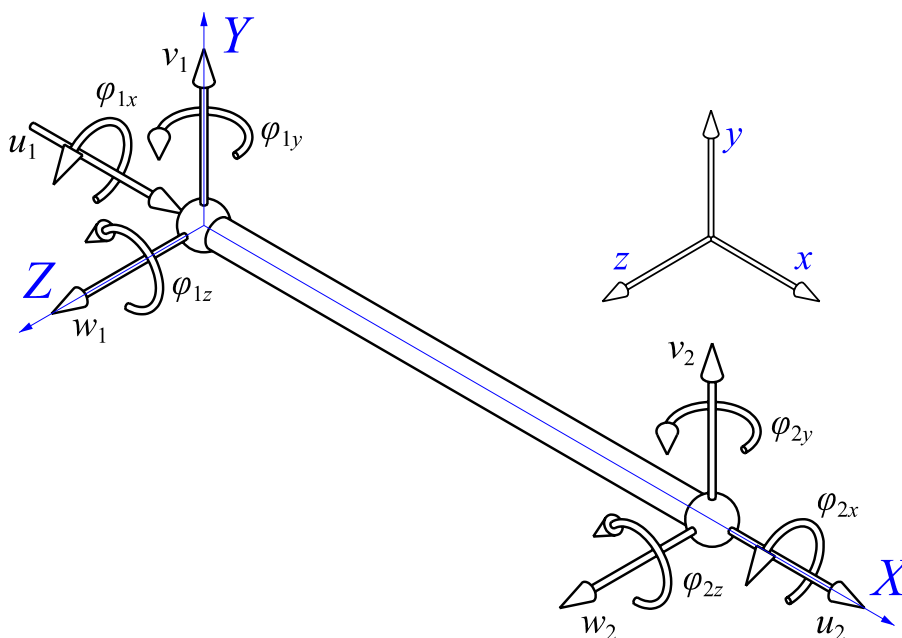
3.1. Opis primijenjenih konačnih elemenata

Cilj ovog dijela rada je verifikacija odabranih elemenata u kontekstu kreiranja korektnog proračunskog modela. Kombiniranjem više vrsta konačnih elemenata i prikladnog odabira kojom vrstom elementa aproksimirati zasebni segment proračunskog modela, ispitana je monotona konvergencija za nekoliko jednostavnijih slučajeva koje je moguće provjeriti korištenjem analitičkih metoda i poznatih podataka iz referentne literature.

Kao alat dobivanja vlastitih frekvencija cijele konstrukcije, u svrhu izbjegavanja mogućih grešaka do kojih dolazi pri prevođenju iz drugih CAD programskih paketa, korišten je MKE modul komercijalnog programskog paketa Catia P3 V5R18 SP3, kompanije Dassault Systèmes [1], modul GSA (*Generative Structure Analysis*) [11] za analizu pomoću MKE. Za kreiranje mreža konačnih elemenata, korišten je modul AMT (*Advanced Meshing Tools*) [13] unutar istog paketa.

Ispitivanjem monotone konvergencije, testirana je prikladnost korištenih konačnih elemenata za opisani fizikalni model opterećenja konstrukcije, a rezultati su prezentirani u dijagramima.

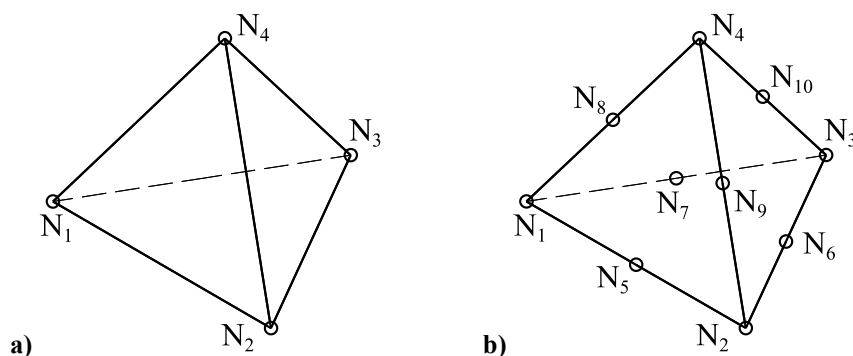
3.1.1. Prostorni gredni konačni elementi



Slika 3.1. Osnovni prostorni gredni element

Osnovni gredni prostorni elementi (Catia BAR KE) imaju dva čvora, a svaki čvor ima 6 stupnjeva slobode gibanja: 3 translacije i 3 rotacije u smjerovima globalnih osi Kartezijevog koordinatnog sustava $X Y Z$ [7], [12].

3.1.2. Tetraedarski konačni elementi

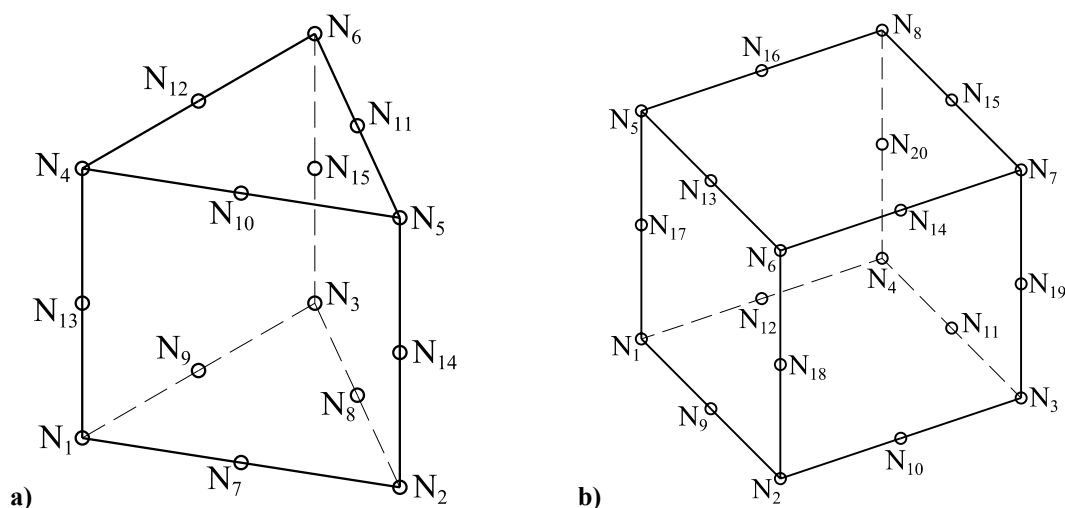


Slika 3.2. Tetraedarski elementi: a) osnovni, b) parabolični

Pri stvaranju 3D mreža za kompliciranije geometrije, korišteni su isključivo nestrukturirani parabolični tetraedri (Catia TE10 – KE drugog reda) [7], [10], [11], [12], [13], [15], [16]. Tetraedar drugog reda ima 10 čvorova, a svaki čvor ima 3 SSG – 3 translacije.

3.1.3. Prizmatični konačni elementi

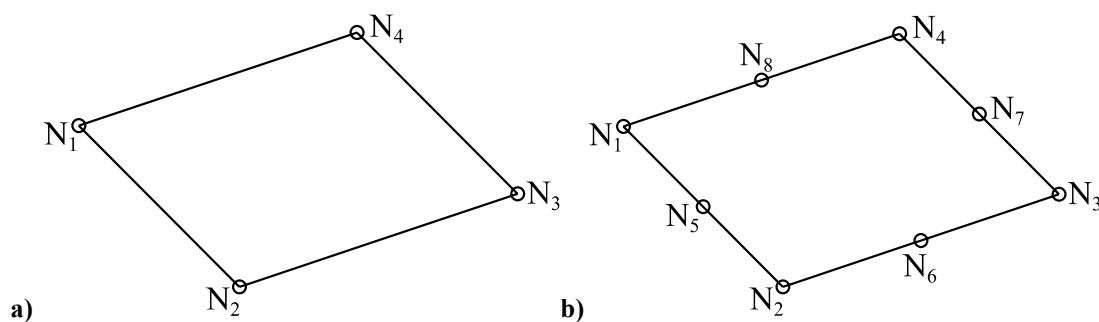
Za 3D mrežu KE na dijelovima PM jednostavnije geometrije, korištena je strukturirana prizmatična mreža kreirana upotrebom alata *advanced surface mesher*. Oba korištena elementa temelje se na prizmatičnim elementima višeg reda: pentaedru i heksaedru, to jest 3D Serendipity elementima drugog reda [7], [12].



Slika 3.3. Prizmatični elementi drugog reda: a) pentaedar, b) heksaedar

Pentaedar (Catia WE15 KE) ima 15 čvorova i 3 SSG (translacije) po svakom čvoru. Heksedar (Catia HE20 KE) ima 20 čvorova i 3 SSG (translacije) po svakom čvoru. Strukturirana prizmatična mreža KE daje realan i ravnomjeran prikaz preko cijelog promatranog područja te je pogodna za korištenje prilikom umrežavanja geometrijski višestruko simetričnih te simetrično opterećenih dijelova.

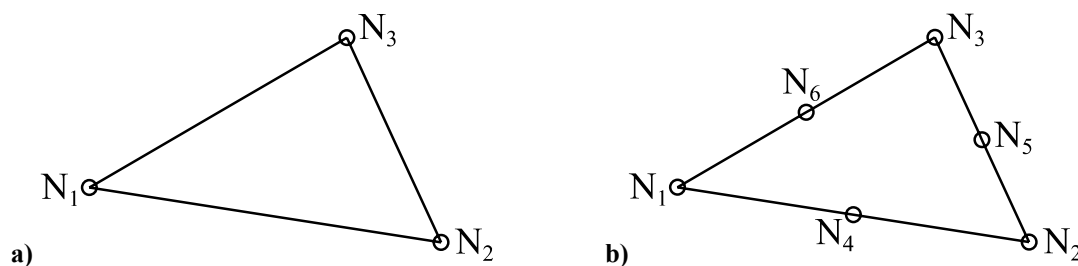
3.1.4. Ljuskasti konačni elementi



Slika 3.4. Četverokutni ljuskasti element: a) I. reda, b) II. reda

Za 2D/3D mreže KE kojima se aproksimiraju modeli sa jednom dimenzijom znatno manjom od ostale dvije, korišteni su ljuskasti elementi.

Pri analizi su korišteni osnovni linearni ljuskasti četverokutni konačni elementi s 4 čvora (Catia QD4 KE). Svaki čvor ima 6 SSG: 3 translacije i 3 rotacije [7], [12]. Pri dodatnoj analizi brzine konvergencije, korišteni su četverokutni ljuskasti elementi drugog reda s jednim dodatnim čvorom na sredini svake stranice (Catia QD8 KE). Ukupni broj čvorova po elementu je 8, a svaki čvor ima 6 SSG: 3 translacije i 3 rotacije.



Slika 3.5. Trokutni ljuskasti element: a) I. reda, b) II. reda

Također su za referencu korišteni i osnovni trokutni elementi (Catia TR3 KE) te trokutni elementi višeg (drugog) reda (Catia TR6 KE). Osnovni trokutni ljuskasti element ima 3 čvora, a svaki čvor ima 6 SSG. Trokutni ljuskasti element višeg reda ima 6 čvorova, a svaki čvor ima 6 SSG [7], [12].

Baš kao i korišteni prizmatični elementi, četverokutni i trokutni elementi mogu se također kombinirati u hibridnu mrežu, ovisno o zahtjevima geometrije.

U slučaju prevelike distorzije četverokutnog ljuskastog elementa, prikladno je četverokutni element podijeliti na dva trokutna elementa te tako izbjeći distorziju i negativnu determinantu Jacobijeve matrice \mathbf{J} [7]. To je tehnika koja se uvelike koristila pri izradi mreža ljuskastih KE u okvirima ovog rada. Negativna strana ove tehnike je uvođenje dodatnih stupnjeva slobode gibanja u proračunski model što produljuje proces izračuna.

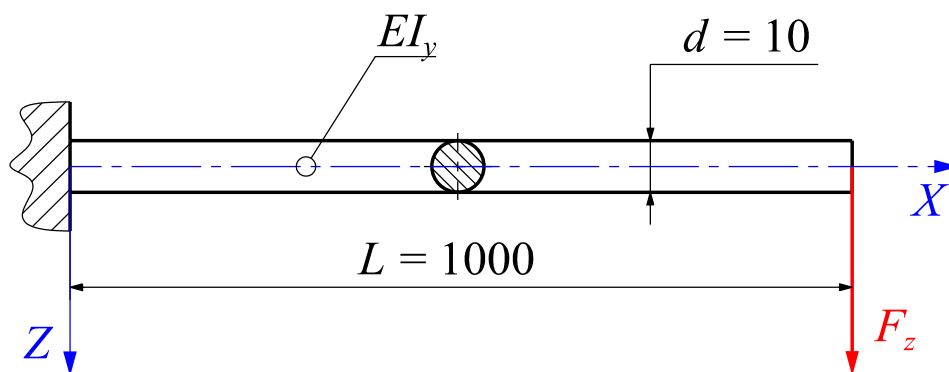
3.2. Verifikacija primijenjenih konačnih elemenata

3.2.1. Analiza uklještene grede

Za homogenu gredu konstantne krutosti i poprečnog presjeka oslonjenu prema slici 3.6. određeni su: **prva vlastita frekvencija** (f_n) i **statički pomak u smjeru osi Z** (w) s obzirom na zadanu silu. Razmatrane su aksijalne, torzijske i fleksijske vibracije. Prikazana je konvergencija proračunskog modela (Slika 3.8., Slika 3.9.), a rezultati su uspoređeni s analitičkim rezultatima (Tablica 3.1., Tablica 3.2.).

Zadatak je riješen analitičkom metodom te:

- primjenom 1D KE – gredni KE (iz programskog paketa),
- primjenom 3D KE – nestrukturirani tetraedarski KE (iz programskog paketa),
- primjenom 3D KE – strukturirani prizmatični KE (iz programskog paketa).



Slika 3.6. Uklještena greda konstantne krutosti i poprečnog presjeka

Zadan je proizvoljan materijal (konstrukcijski čelik) s odabranim modulom elastičnosti $E = 200$ GPa i Poissonovim koeficijentom $\nu = 0,266$ te gustoće $\rho = 7860$ kg/m³.

3.2.1.1. Vlastite frekvencije grede

3.2.1.1.1. Analitičko rješenje vlastitih frekvencija

Analitičko rješenje vlastitih frekvencija dobiveno je prema [19] i [20].

3.2.1.1.1.1. Aksijalne (uzdužne) vibracije

$$A_1 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \text{ m}^2 \Rightarrow \omega_{a1} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{A_1 \cdot E}{L_1 \cdot m_1}} = 7,923 \cdot 10^3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \quad (3.1)$$

$$f_{a1} = (f_A)_{\text{ANLT}} = \frac{\omega_{a1}}{2 \cdot \pi} = 1261,08 \text{ Hz}. \quad (3.2)$$

3.2.1.1.1.2. Torzijske (uvojne) vibracije

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \text{ GPa}, \quad (3.3)$$

$$I_p = \frac{d^4 \cdot \pi}{32} \text{ m}^4, \quad (3.4)$$

$$J_x = m \cdot \frac{d^2}{8} \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad (3.5)$$

$$\omega_{tl} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{L_1 \cdot J_x}} = 4,979 \cdot 10^3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \quad (3.6)$$

$$f_{tl} = (f_T)_{ANLT} = \frac{\omega_{tl}}{2 \cdot \pi} = 792,523 \text{ Hz}. \quad (3.7)$$

3.2.1.1.1.3. Fleksijske (savojne) vibracije

Očitani faktor iznosi $\beta_1 L_1 = 1,875$ (I. forma), a $\beta_2 L_1 = 4,694$ (II. forma) uz

$$I_y = I_z = I_{\min} = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} \text{ m}^4, \quad (3.8)$$

$$\omega_{fl} = \frac{(\beta_1 L_1)^2}{L_1^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_y}{\rho_1 \cdot A_1}} = 44,335 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \quad (3.9)$$

$$f_{fl} = (f_F)_{ANLT} = f_{n(ANLT)} = \frac{\omega_{fl}}{2 \cdot \pi} = 7,0561 \text{ Hz}. \quad (3.10)$$

Prema rezultatima analitičke metode, prva (najniža) vlastita frekvencija ima savojnu formu vibriranja, stoga je korištena u svrhu ispitivanja konvergencije. Savojna forma je također prikladna za ispitivanje konvergencije iz razloga što su savojne vibracije najbitnije za kasnije ispitivanje funkcionalnosti uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika.

3.2.1.1.2. Numeričko rješenje vlastitih frekvencija

Numeričko rješenje dobiveno je pomoću metode konačnih elemenata. Korištene su identične materijalne i geometrijske karakteristike te rubni uvjeti kao i u analitičkoj metodi, uz variranje mreže grednih, tetraedarskih i prizmatičnih elemenata.

Konačni rezultati prikazani su u poglavlju 3.2.1.3. (Usporedba rezultata), tablicama i dijagramima konvergencije za sve mreže konačnih elemenata.

3.2.1.2. Pomak grede

3.2.1.2.1. Analitičko rješenje pomaka

Analitičko rješenje pomaka dobiveno je prema [23] i [24].

Maksimalni pomak nalazi se na mjestu djelovanja sile i za $l = L = 1000$ mm iznosi

$$w_{(ANLT)} = \frac{F_z}{EI_y} \cdot \frac{l^3}{3} = 3,395 \text{ mm} . \quad (3.11)$$

3.2.1.2.2. Numeričko rješenje pomaka

U MKE programskom paketu su korištene identične materijalne i geometrijske karakteristike te rubni uvjeti kao i u analitičkoj metodi, uz variranje mreže grednih, tetraedarskih i prizmatičnih elemenata.

Konačni rezultati prikazani su u poglavlju 3.2.1.3. (Usporedba rezultata).

3.2.1.3. Usporedba rezultata vlastitih frekvencija i pomaka

Dobiveni rezultati prikazani su usporedno na tablicama s konačnim vrijednostima (apsolutni za analitičku metodu i iz najgušće mreže za numeričku metodu) te dijagramima konvergencije za sve mreže KE.

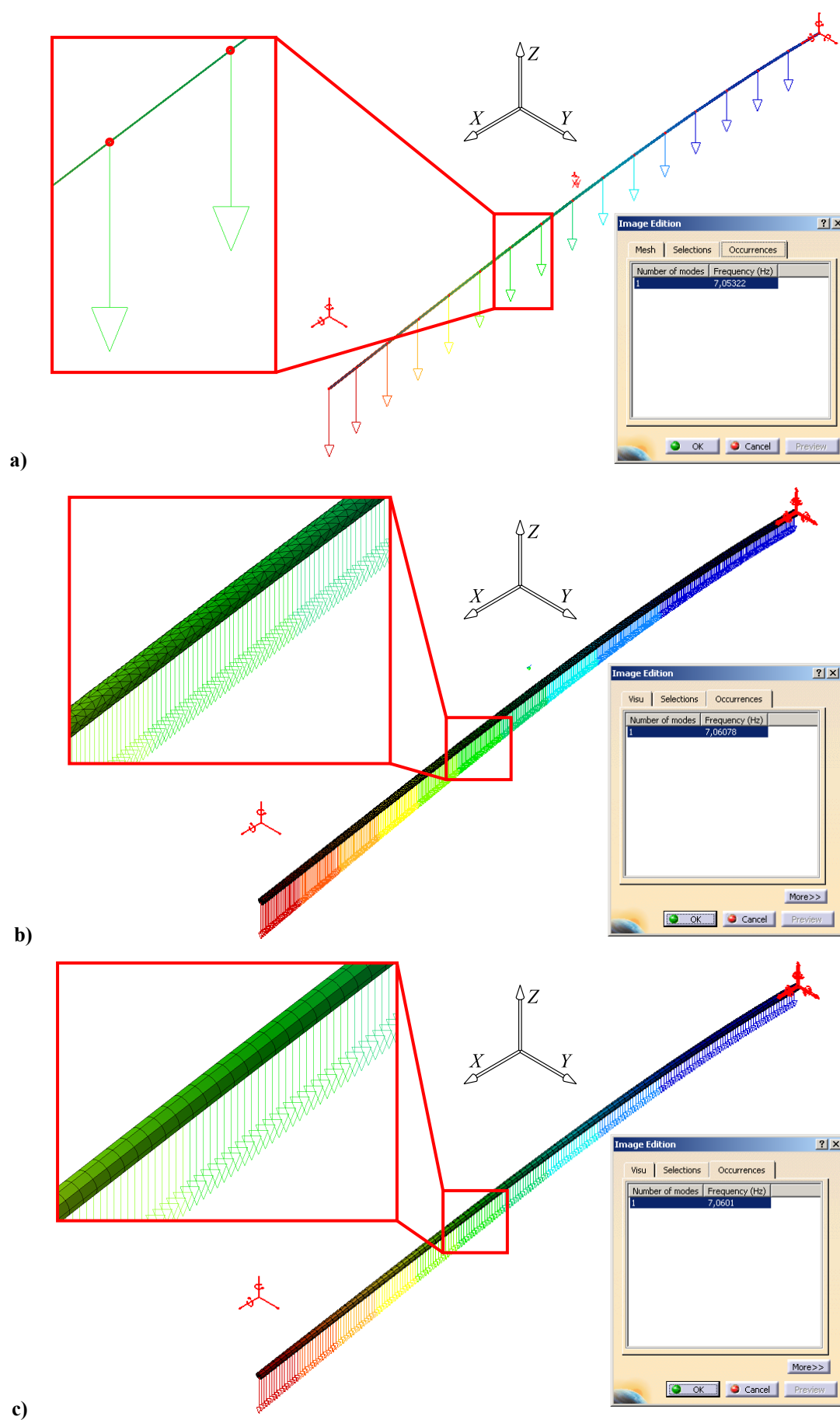
Tablica 3.1. Usporedba rezultata prve vlastite frekvencije

Korišteni element	Vlastita frekvencija f_n , Hz
Analitičko rješenje $f_{n(ANLT)}$	7,0561
Catia - 750 grednih KE	7,0532
Catia - 1992 tetraedarska KE	7,1076
Catia - 3200 prizmatičnih KE	7,0587

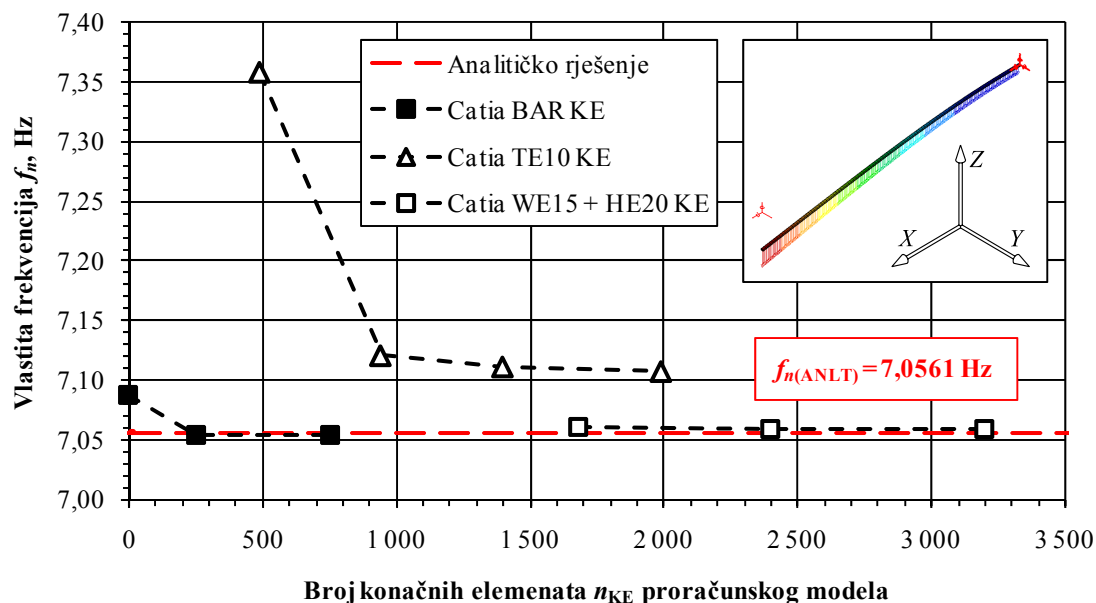
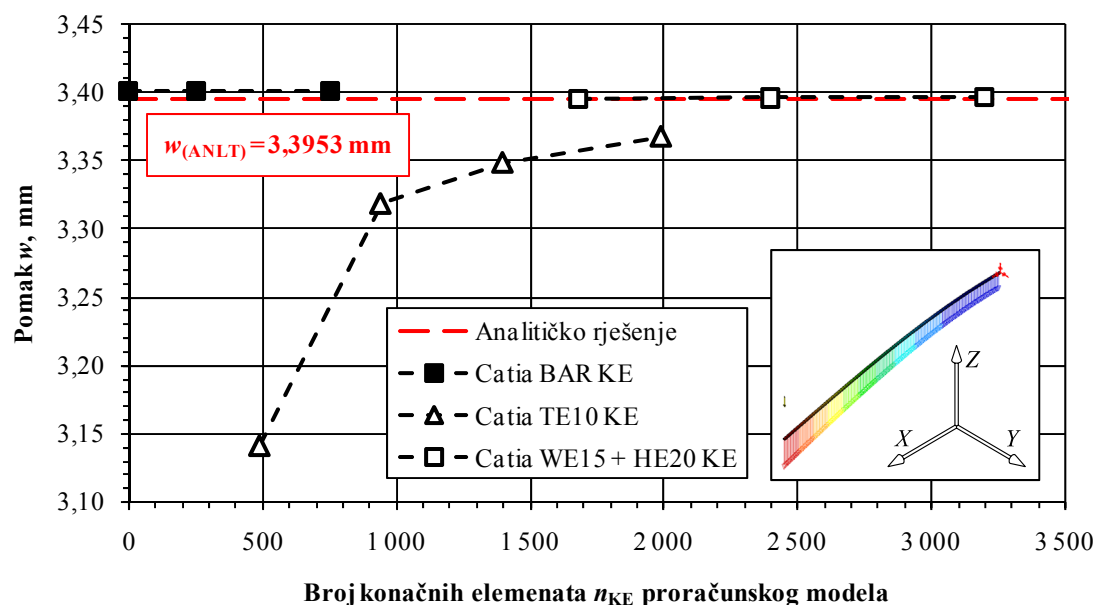
Tablica 3.2. Usporedba rezultata pomaka

Korišteni element	Pomak w , mm
Analitičko rješenje $w_{(ANLT)}$	3,3953
Catia - 750 grednih KE	3,4018
Catia - 1992 tetraedarska KE	3,3674
Catia - 3200 prizmatičnih KE	3,3969

Iz tablica 3.1. i 3.2. vidljivo je neznatno odstupanje konačnih rezultata izračuna vlastite frekvencije i pomaka pomoću analitičke metode u odnosu na numeričku metodu pomoću MKE za sve korištene mreže.



Slika 3.7. f_n PM grede za: a) 1D gredne KE, b) 3D tetraedarske KE, c) 3D prizmatične KE

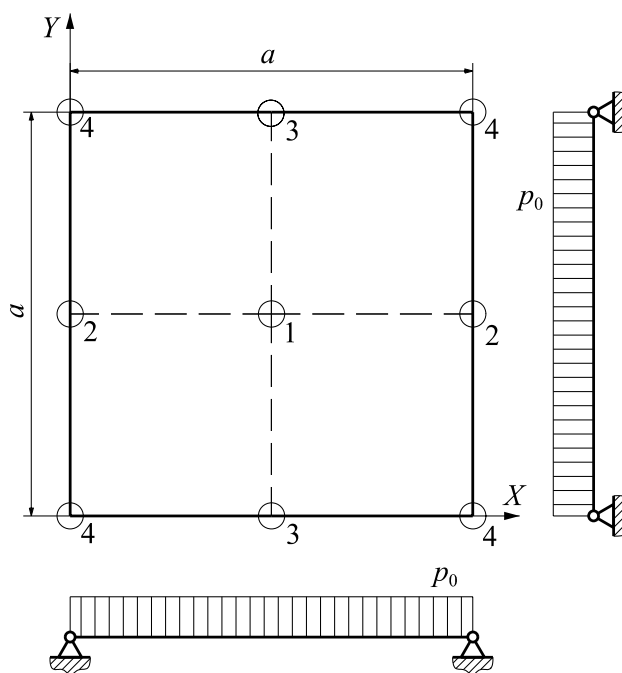
Slika 3.8. Konvergencija vlastite frekvencije f_n PM gredeSlika 3.9. Konvergencija pomaka w PM grede

Tetraedarska mreža, makar monotono konvergira, pokazuje najveću grešku svih mreža za problem vlastite frekvencije i problem pomaka, no greška je nižeg reda ($< 5\%$) za najfiniju diskretizaciju. Frekvencijska analiza (kao što pokazuju i dijagrami konvergencije) ne zahtijeva striktnu rafiniranost mreže za dobivanje korektnih rezultata, već je dostatna i grublja diskretizacija, što je povoljno za štednju računalnih resursa.

Zaključak ispitivanja konvergencije je da su svi testirani elementi pogodni za ovaj slučaj analize te da su zahtjevi geometrije PM jedini kriterij korištenja KE.

3.2.2. Analiza slobodno oslonjene pravokutne ploče

Konstrukcija uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača se većinskim dijelom sastoji od tankostjenih standardnih pravokutnih profila, stoga su prikladni elementi za mrežu PM ljuskasti elementi. Budući da je tema ovog rada dinamička analiza konstrukcije, provedeno je zasebno ispitivanje konvergencije dinamičke analize korištenjem ljuskastih elemenata koji čine temeljni dio mreže konačnih elemenata.



Slika 3.10. Slobodno oslonjena ploča opterećena tlakom p_0

Ispitivanje je provedeno za slučaj slobodno oslonjene ploče širine $a \times a = 10\,000 \times 10\,000$ mm i debljine $t_h = 50$ mm opterećene tlakom p_0 ravnomjerno po cijeloj površini. Materijal ploče ima modul elastičnosti $E = 200$ GPa i Poissonov koeficijent $\nu = 0,3$ te gustoću $\rho = 8000$ kg/m³. Opterećenje je zadano kao: $p(t) = p_0 \sin(\Omega t)$ za $p_0 = 100$ N/m², uz kružnu frekvenciju uzbude $\Omega = 2\pi f$ (za $f = 0 - 4,16$ Hz). Prigušenje je $\zeta = k/k_{kr} = 2\%$.

Rezultati su verificirani prema [14] i [18]. Konvergencija je istražena prema referentnoj veličini prve vlastite frekvencije [14] i analitičkom izračunu statičkog progiba [18] pod djelovanjem tlaka p_0 , a potom je provedena dinamička analiza pomaka točke 1 (težišta ploče) u frekvencijskom području. Dinamička analiza uključuje izračun progiba ploče u području prve rezonantne frekvencije pod djelovanjem harmonijske uzbude $p(t)$.

Referentna veličina prve vlastite frekvencije ploče prema [14] iznosi

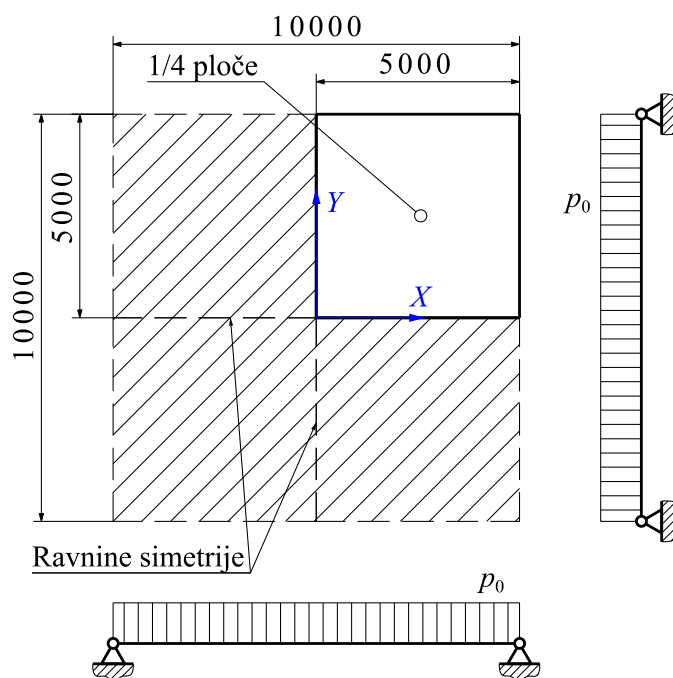
$$f_{n(\text{REF})} = 2,377 \text{ Hz.} \quad (3.12)$$

Analitički izračun statičkog progiba ploče pod djelovanjem p_0 prema [18] iznosi

$$a/b=1 \Rightarrow w_{(\text{ANLT})} \left/ \frac{p_0 \cdot a^4}{E \cdot t_h^3} \right. = 0,0443 \Rightarrow w_{(\text{ANLT})} = 1,772 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cong 1,77 \text{ mm}. \quad (3.13)$$

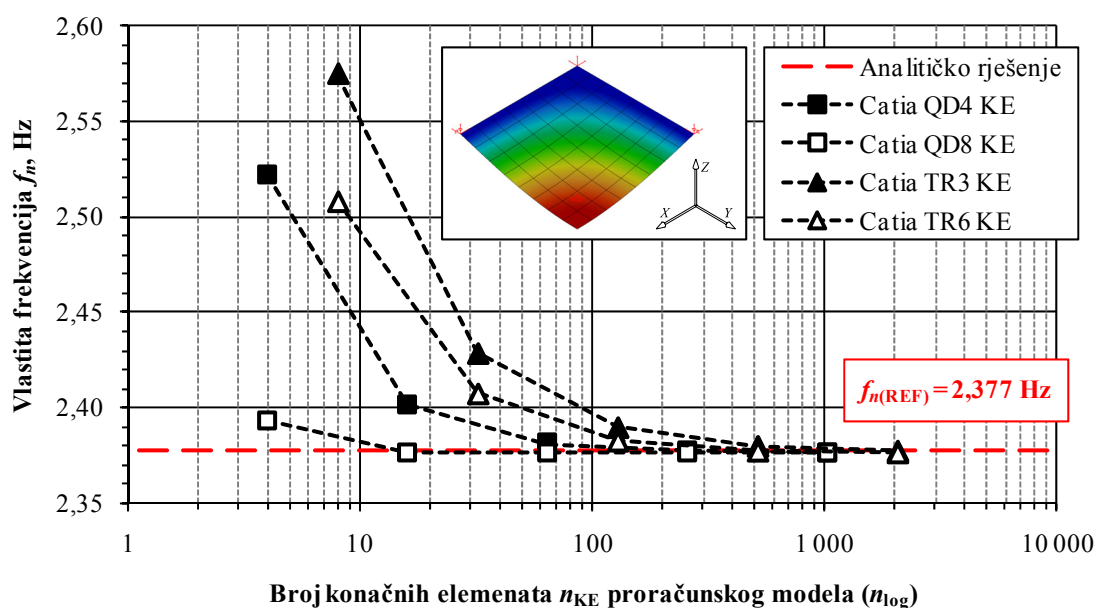
Referentna amplituda pomaka \hat{w} za rezonantno područje, u smjeru osi Z iznosi [14]

$$\hat{w}_{(\text{REF})} = 45,42 \text{ mm}. \quad (3.14)$$



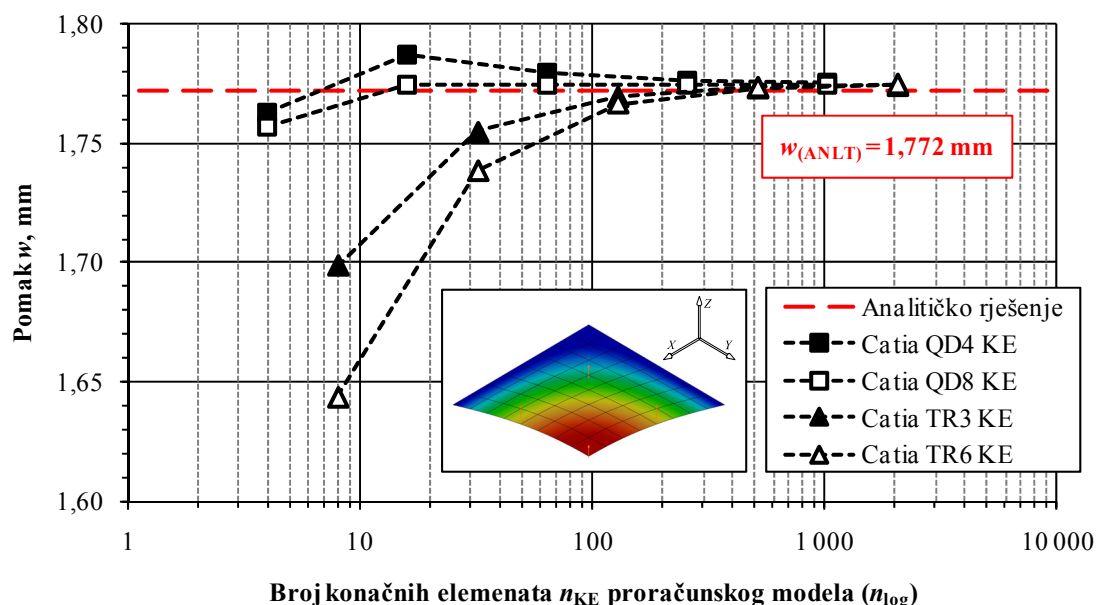
Slika 3.11. Proračunski model 1/4 ploče

Ploča ima dvije ravnine simetrije, stoga je korišteno 1/4 geometrije za PM.



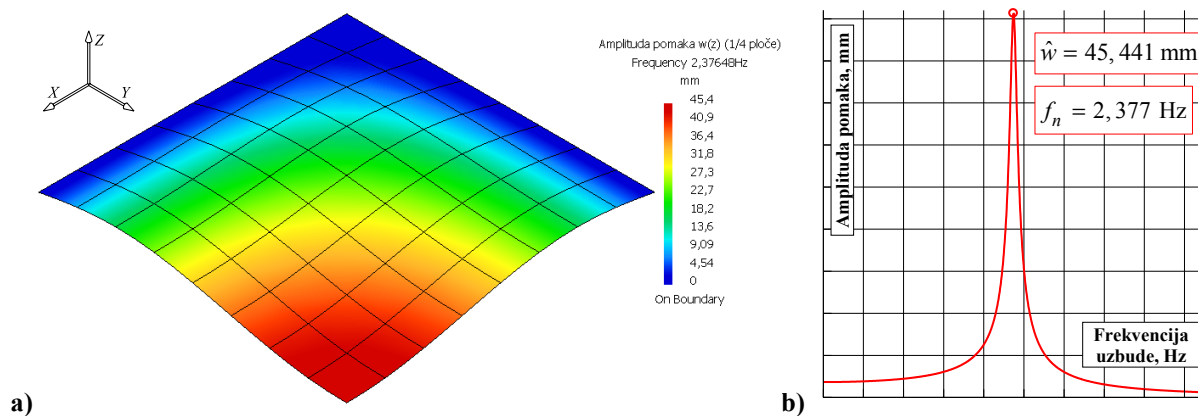
Slika 3.12. Konvergencija prve vlastite frekvencije f_n PM ploče

Prema slici 3.12., svi testirani ljuskasti elementi konvergiraju uz dovoljnu (relativno grubu) rafiniranost mreže, što je vrlo bitna informacija za buduću modalnu analizu.



Slika 3.13. Konvergencija statičkog pomaka w PM ploče

Dinamička analiza za kontrolu prikladnosti elemenata, provedena je na trećoj mreži (veličina elementa $h_{KE} = 625 \text{ mm}$, broj elemenata $n_{KE} = 64$) četverokutnih ljuskastih elemenata drugog reda (Catia QD8 KE), odabrane s obzirom na najbržu konvergenciju.



Slika 3.14. Dinamička analiza ploče: a) amplituda pomaka, b) dinamički odziv

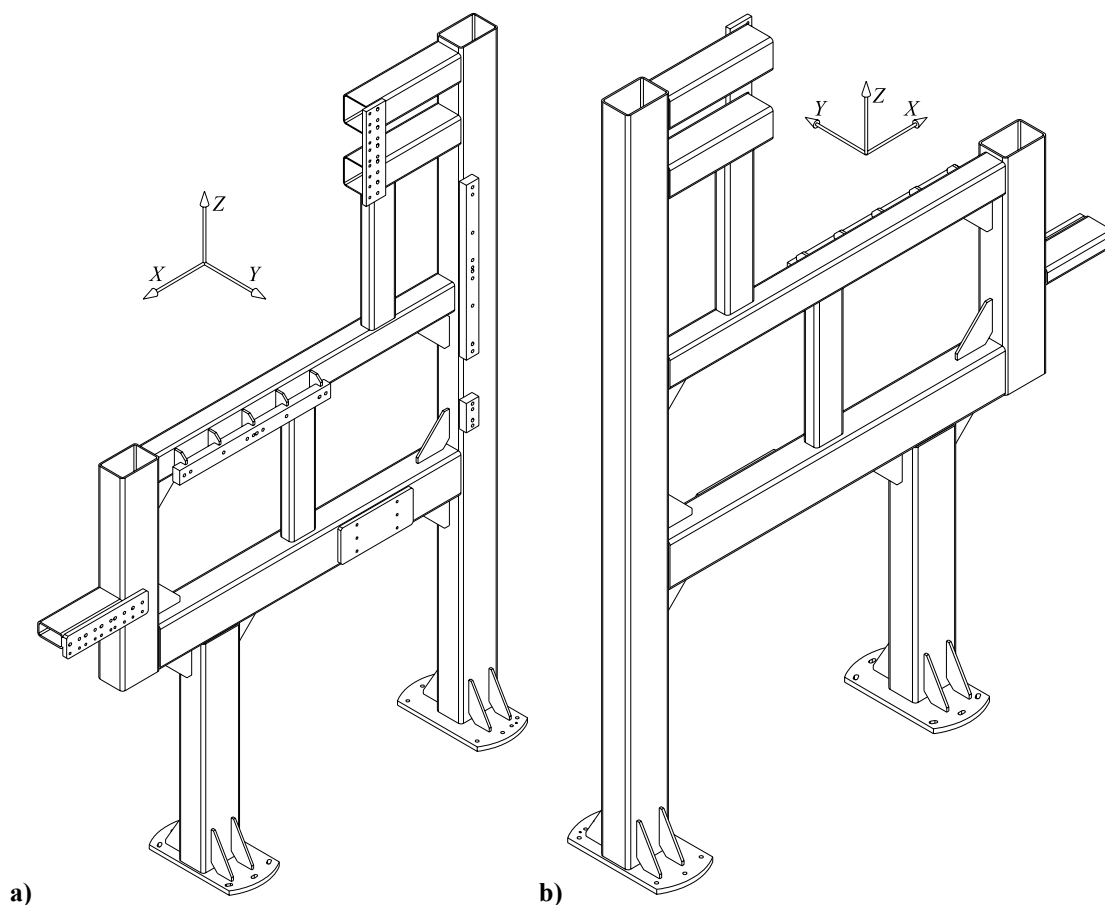
Prema dinamičkoj analizi, amplituda pomaka u smjeru osi Z za rezonantno područje iznosi $\hat{w} = 45,441 \text{ mm}$. Usporedbom s referentnim rezultatom [14], vidljivo je da rješenje konvergira uz minimalnu grešku ($< 0,05 \%$), čak i za relativno grubu diskretizaciju. Zbog prikladnosti geometrije, za daljnju analizu su odabrani primarno četverokutni ljuskasti elementi drugog reda, uz mogućnost stvaranja hibridne mreže nadopunjavanjem s trokutnim elementima drugog reda za složeniju geometriju u svrhu izbjegavanja distorzije KE.

4. Dinamička analiza uređaja za određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača

Dinamička analiza izvršena je u dvije faze. Prvo su izračunate vlastite frekvencije proračunskog modela u rasponu $f = 5 - 100$ Hz (područje eolskih vibracija) pomoću modula *Frequency Case*, a potom je izvršena „statička analiza“ pomoću modula *Static Case* te je sintezom oba slučaja izvršena dinamička analiza u zadanom frekvencijskom području.

4.1. Proračunski model I. preliminarne analize

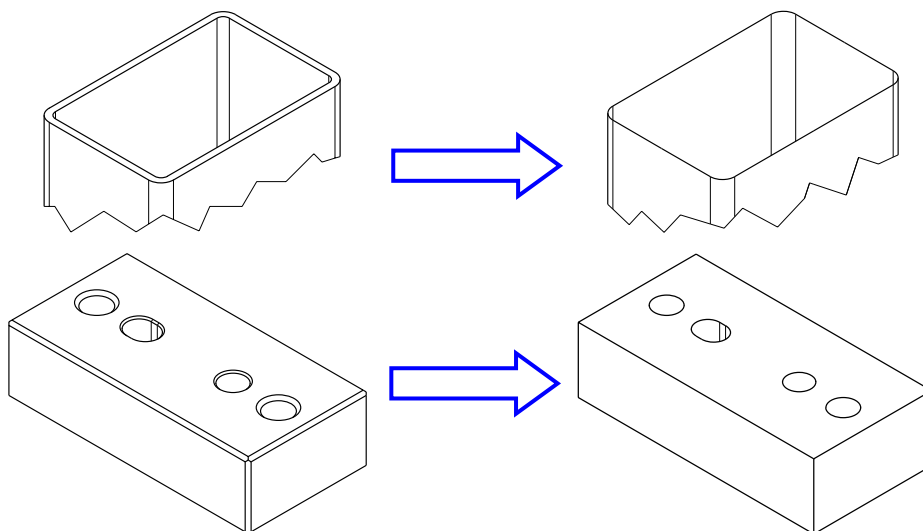
Pri definiranju PM, potrebno je odrediti granice sustava. U ovom slučaju, prvi PM obuhvaća samo zavareni okvir uređaja. Okvir uređaja je odabran iz razloga što nosi većinski maseni i geometrijski dio konstrukcije ($> 85\%$) i ne zahtijeva posebno definiranje kontakata površina. Sve su površine profila zavarene, tj. u numeričkom smislu modela pričvršćene (*fastened*), što pridonosi jednostavnosti PM. Ove karakteristike čine okvir idealnim preliminarnim PM, budući da se u startu mogu otkriti nepravilnosti pri definiranju mreža i rubnih uvjeta promatranjem rezultata prve preliminarne dinamičke analize.



Slika 4.1. 3D CAD model okvira uređaja: a) prednja strana, b) stražnja strana

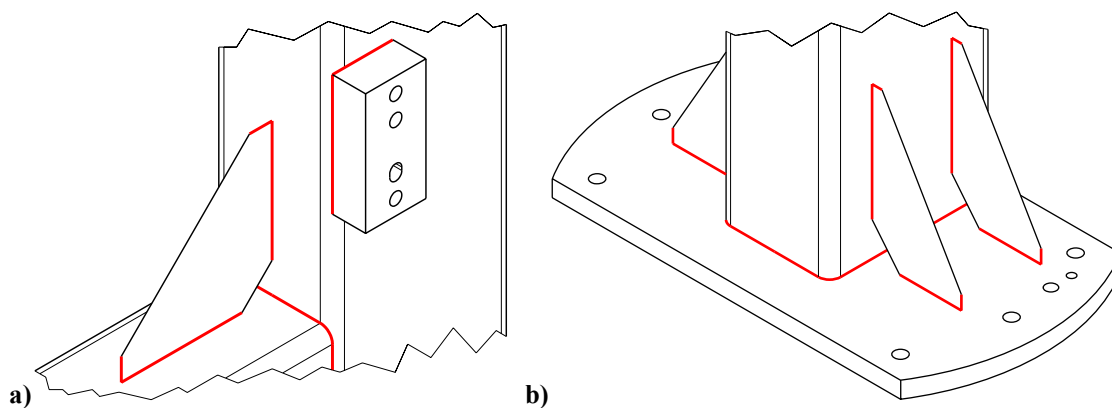
4.1.1. Geometrija

Zbog kompleksnosti PM, nužno je definirati pojednostavnjenja geometrije koja uvelike olakšavaju i ubrzavaju tijek proračuna, a ne utječu na korektnost dobivenih rezultata. Pojednostavnjenja su uvedena za kompliciranije geometrije pojedinih dijelova koje je teško točno aproksimirati bez velikog broja KE. Neki od primjera pojednostavnjenja geometrije su aproksimacija tankih stijenki profila ljuskastim elementima i zanemarivanje oborenih rubova.



Slika 4.2. Primjeri pojednostavnjenja geometrije za PM I

Pojednostavnjenja su primijenjena i na definiranje zavora linijskim spojevima.



Slika 4.3. Definiranje zavora linijskim spojem s plohami profila i ploča

U slučaju naglaska na analizu čvrstoće konstrukcije, ovakvo definiranje zavora primjerice nije korektno, zbog povećanog gradijenta naprezanja na mjestima spojeva te potrebe lokalnog usitnjenja mreže radi realnijeg prikaza stvarnog stanja naprezanja. U slučaju određivanja vlastitih frekvencija i glavnih formi vibriranja, gdje je glavni faktor konvergencije pomak referentne točke daleko od gradijenta naprezanja, odstupanja rezultata su uz ovaj pristup zanemariva, a ušteda računalnih resursa je znatna.

4.1.2. Materijal

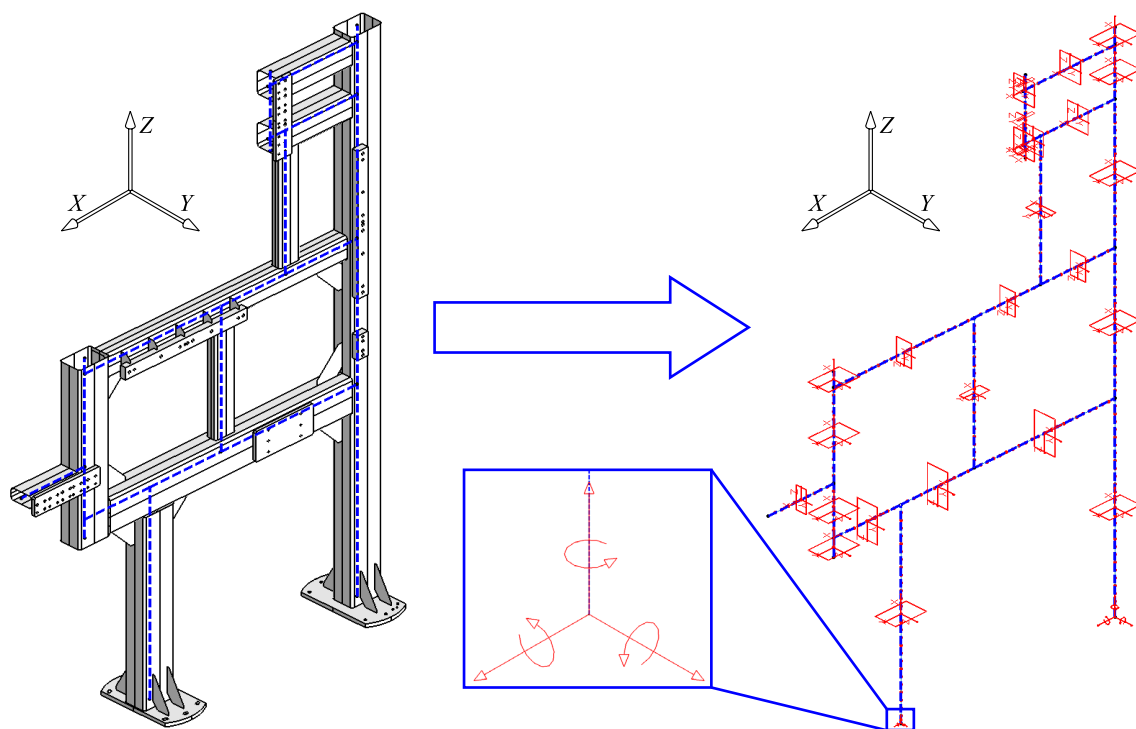
Svakom zasebnom dijelu, parametarski je definiran faktor materijala s obzirom na stvarni model. Materijal profila okvira je prema dokumentaciji Dalekovoda konstrukcijski čelik Č.0563 s modulom elastičnosti $E = 200 \text{ GPa}$ i Poissonovim koeficijentom $\nu = 0,266$ te gustoće $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$. Pretpostavljeno je da je materijal svih dijelova homogen i izotropan ($E_{x,y,z} = E$, $G_{x,y,z} = G$) te da nema zaostalih naprezanja u zavarima i profilima.

4.1.3. Mreže KE

Radi numeričke provjere točnosti i stabilnosti metodologije proračuna, generirane su tri različite mreže KE: 1D mreža s osnovnim grednim elementima (znatna pojednostavnjenja), 3D hibridna mreža s kombiniranim ljuskastim, prizmatičnim i tetraedarskim elementima te isključivo 3D tetraedarska nestrukturirana automatska mreža.

4.1.3.1. 1D mreža grednih KE

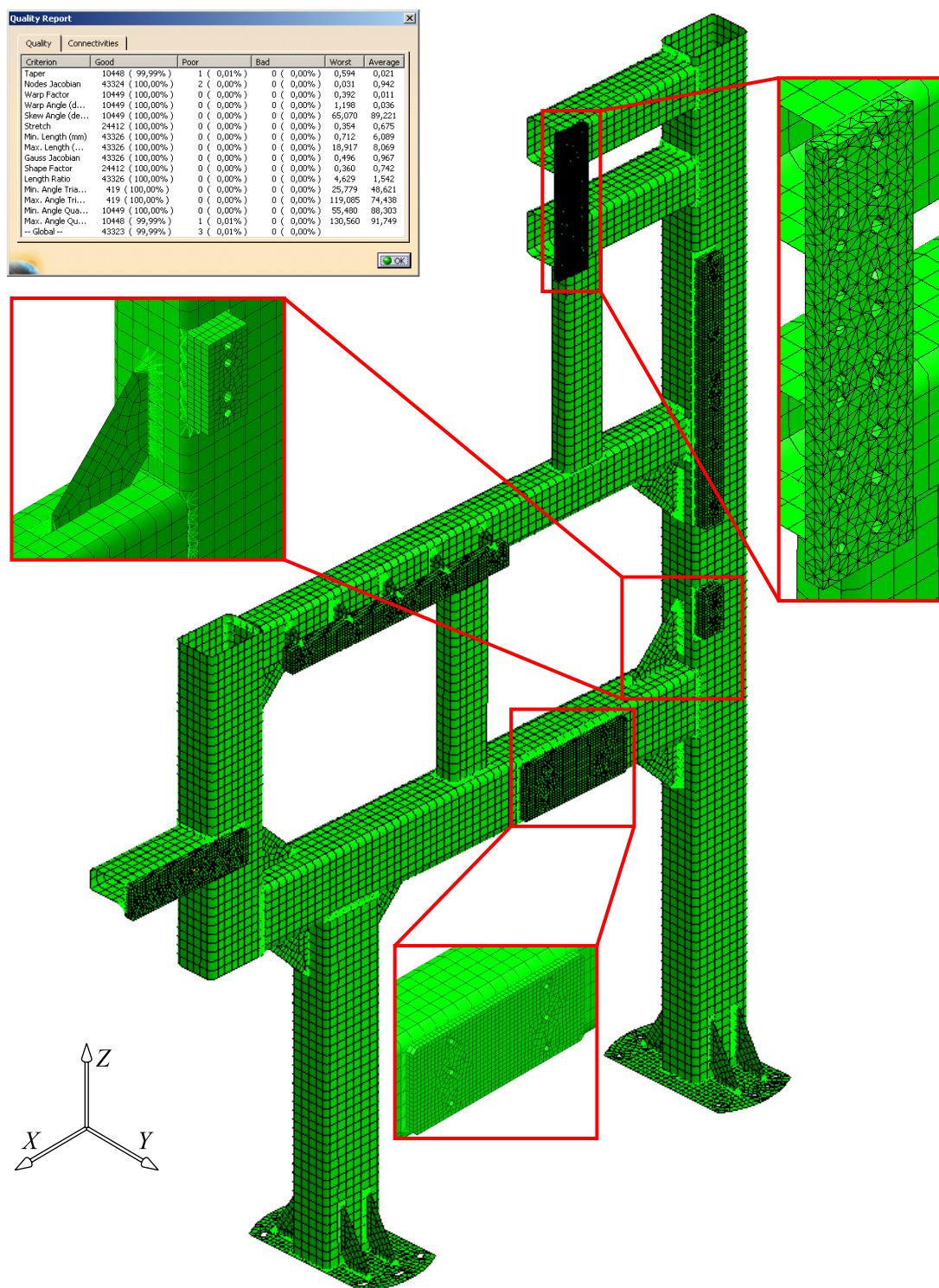
Mreža KE sastoji se od osnovnih grednih elemenata. Pojednostavnjenje geometrije je znatno, a mreža služi samo kao relativno grubi indikator prve analize vlastitih frekvencija. Model i mreža su generirani prema 3D modelu, uz zanemarivanje određenih geometrija (ukrute, pojedine ploče itd.). Svakoj gredi dodijeljen je lokalni koordinatni sustav te individualne karakteristike poprečnih presjeka tankostjenih profila i ploča.



Slika 4.4. Transformacija 3D modela u 1D mrežu KE PM okvira, detalj RU

4.1.3.2. 3D hibridna mreža KE

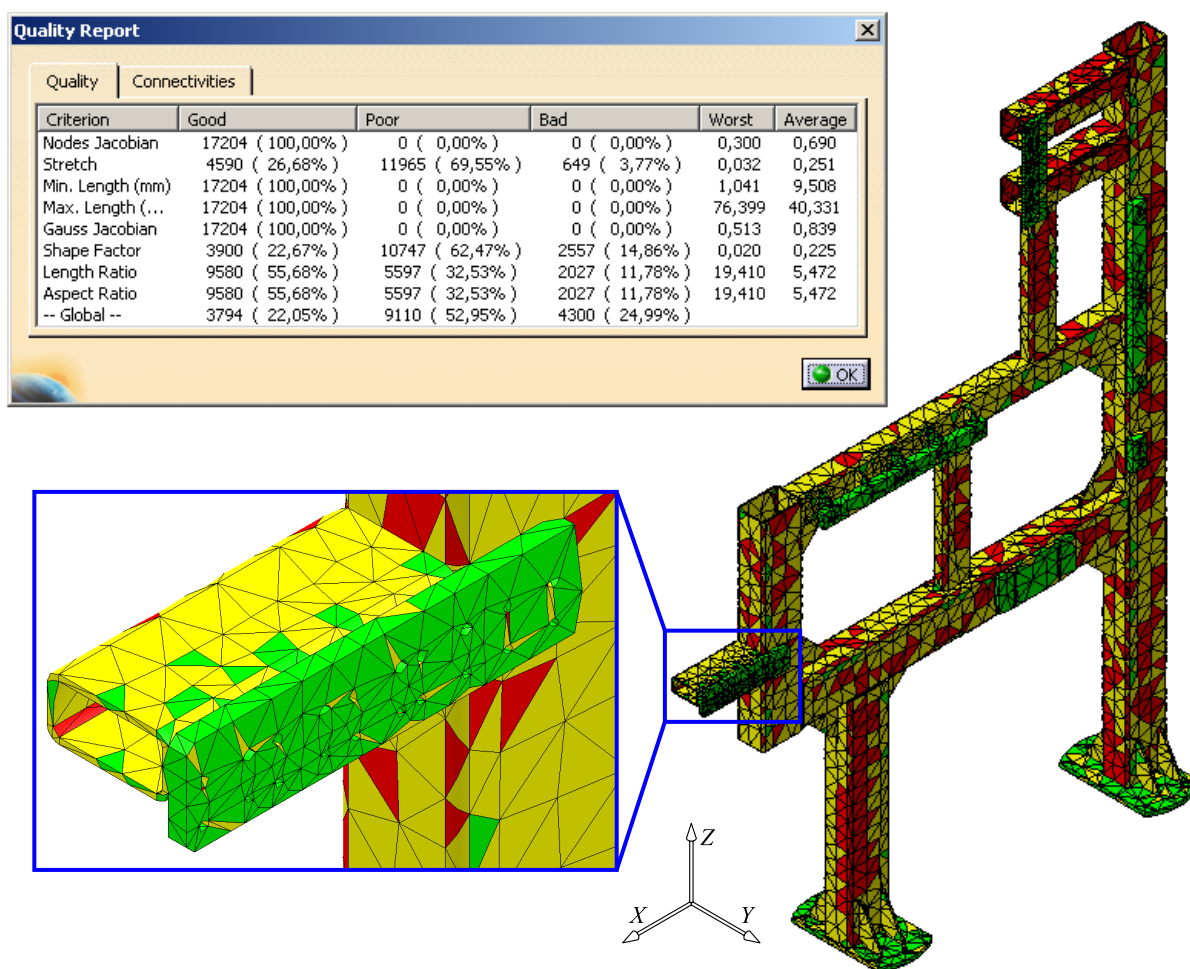
Hibridna mreža, koja se sastoji od prvenstveno ljuskastih, prizmatičnih i na koncu tetraedarskih elemenata, je glavna mreža. Za hibridnu mrežu je utrošeno $t_{izrd} \cong 13$ h izrade i provjera te otklanjanja nedostataka. Iznimna pažnja posvećena je detaljima i izbjegavanju distorzije KE, stoga je napravljena provjera alatom *quality analysis* unutar AMT modula.



Slika 4.5. 3D hibridna mreža PM okvira, provjera kvalitete i detalji

4.1.3.3. 3D mreža tetraedarskih KE

3D nestrukturirana mreža tetraedarskih KE kreirana je uporabom alata *tetrahedron mesher* unutar AMT modula. Prednost automatske tetraedarske mreže je jednostavno i brzo definiranje, a loša strana je uvijek prisutna distorzija elemenata u slučaju grublje diskretizacije te relativno nemonotona konvergencija. Tetraedarska mreža je pogotovo neprikladna u slučaju aproksimacije tankostjenih profila, upravo radi znatne distorzije i potrebe velikog broja KE za realno opisivanje geometrije, što dodatno troši računalne resurse.

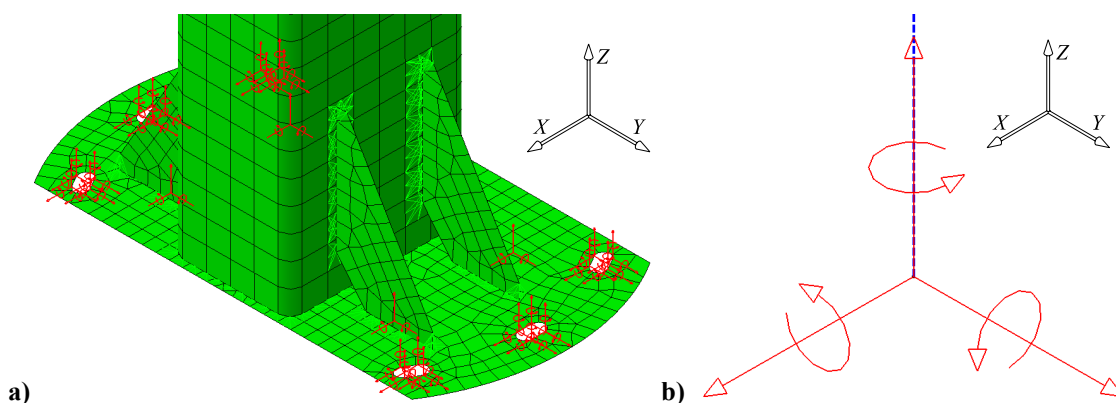


Slika 4.6. 3D tetraedarska mreža i provjera kvalitete, gruba prva diskretizacija

Prva mreža TE10 KE ima veličinu elementa $h_{el} = 40$, druga 20 i treća 10 mm. Veći elementi imaju preveliku distorziju te nije moguće generirati mrežu, a uz manje KE, nije moguće dobiti rješenje zbog nedostatka memorije dostupnih PC računala. Diskretizacijom istog modela tetraedrima u MKE modulu Cosmos, SolidWorksa 2008, moguće je kreirati tek nekoliko mreža veličinom $h_{el} \cong 15$ mm (manje zauzimaju previše memorije, a veće imaju preveliku distorziju KE), dok je u Abaqusu 6.9-EF1 moguć veći broj iteracija, ali uz uvijek prisutnu distorziju tetraedarskih elemenata, koja se smanjuje finijom diskretizacijom.

4.1.4. Rubni uvjeti

Rubni uvjeti su za 3D hibridni i tetraedarski model identični (uklještenje na mjestima provrta za vijke, spriječen pomak ploče u smjeru osi Z i rotacije ploče oko osi X i Y), dok su za 1D model definirani kao uklještenje na mjestu zavara potpornih profila i ploče. Definiranjem vijčane veze kao zglobove (omogućeni pomaci i onemogućene rotacije oko svih osi), rezultati neznatno odstupaju ($< 5\%$), a računato je na potrebnu krutost spoja okvira uređaja sa podnožjem pri montaži, stoga je za ovaj slučaj analize odabrano uklještenje.



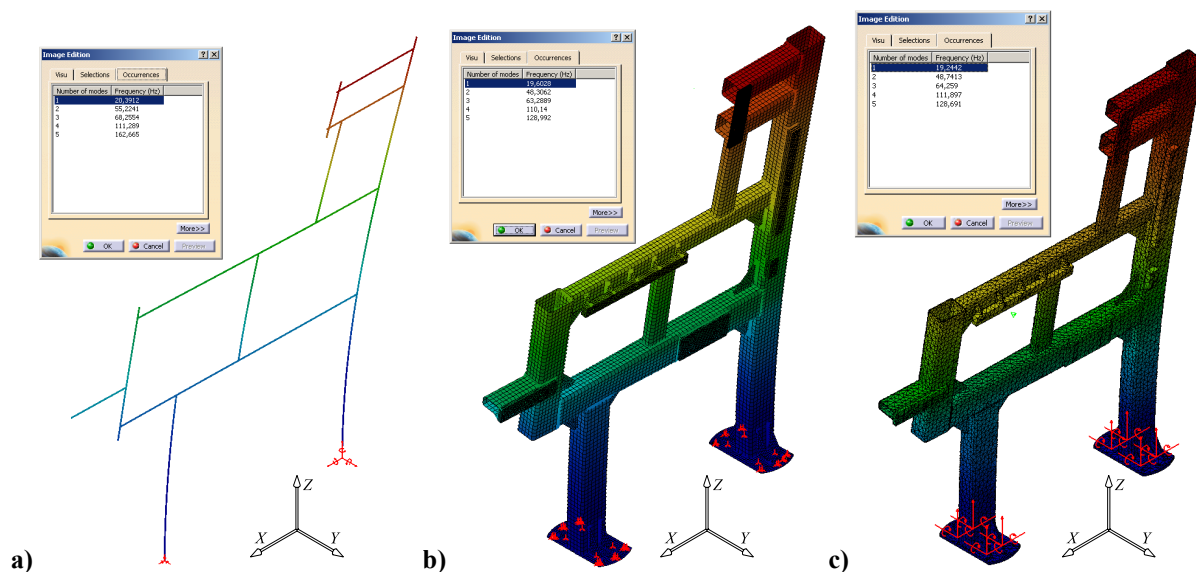
Slika 4.7. Rubni uvjeti podnožja PM za a) 3D model, b) 1D model

4.1.5. Veze i interakcije među dijelovima

Budući da se radi o zavarenoj konstrukciji, sve veze između elemenata su čvrsti spojevi. Nekompatibilne mreže (primjer: lim, profil i ukrute, Slika 4.7. a)) povezane su alatom *fastened* (pričvršćenje) koji spaja nekompatibilne mreže u najbližim čvorovima, uzimajući u obzir deformabilnost veze i materijala. *Fastened* alat korišten je u slučaju 1D mreže i 3D hibridne mreže. Navedeni način povezivanja dijelova PM korišten je u svrhu pojednostavnjenja i štednje resursa, a ne utječe na konačnu točnost rezultata. 3D tetraedarska mreža vezana je uz jedinstven *part* te su tako sve veze i interakcije automatski definirane.

4.1.6. Môdalna analiza i rezultati

Na sva tri modela provedena je môdalna analiza za prvih pet vlastitih frekvencija f_n . Sve vlastite frekvencije u području $f = 5 - 100$ Hz su mjerodavne, a prema dobivenim rezultatima na slici 4.8., usporedba i provjera konvergencije je provedena na temelju prve tri vlastite frekvencije. Na slici 4.8., 1D i 3D hibridni PM prikazani su s najgušćom mrežom, dok je 3D tetraedarski PM prikazan s drugom mrežom radi bolje vizualne predodžbe KE. Usprkos grubom pojednostavnjenju, 1D mreža ne odstupa znatno rezultatom u odnosu na hibridni model, što dokazuje ispravnost provedene metodologije za sve proračunske modele.



Slika 4.8. Prva glavna forma vibriranja, mreže KE: a) 1D gredna, b) 3D hibridna, c) 3D tetraedarska

4.1.6.1. Kvantitativna usporedba metodologija

Prije provjere konvergencije, za kvantitativnu usporedbu, provedena je kratka analiza utrošenog vremena za kreiranje mreža i izračuna sva tri PM unutar Catia programskog paketa.

Vrijeme utrošeno za rad na mreži i izračun, je uz konvergenciju jedan od bitnih faktora odabira metodologije pri rješavanju numeričkih problema.

4.1.6.1.1. Vrijeme izrade mreža i modela

Najveći opseg vremena utrošen je, kao što je već navedeno, za 3D hibridnu mrežu. Opseg radova uključuje i ponovno modeliranje većine geometrija i definiranje ljsaka, kreiranje vodiča za strukturirane mreže, definiranje parametara svake mreže zasebno itd.

1D model zahtijeva također znatni angažman, ponajviše zbog definicije lokalnih koordinatnih sustava, orijentacije i karakteristika poprečnih presjeka profila, te spojeva.

3D tetraedarska mreža zahtijeva tek minimalne preinake osnovnog 3D modela radi prilagodbe GSA modulu (spajanje svih *body*-ja u jedan) i neznatna pojednostavnjenja unutar samog modela. Tablica 4.1. prikazuje vremena izrade mreža KE.

Tablica 4.1. Vrijeme izrade mreža KE

Vrsta mreže	Vrijeme izrade t_{izrd} , h
1D mreža (gredni elementi)	~ 2,5
3D mreža (hibridna mreža)	~ 13
3D mreža (tetraedarski elementi)	~ 0,2

4.1.6.1.2. Vrijeme izračuna računalnog procesora

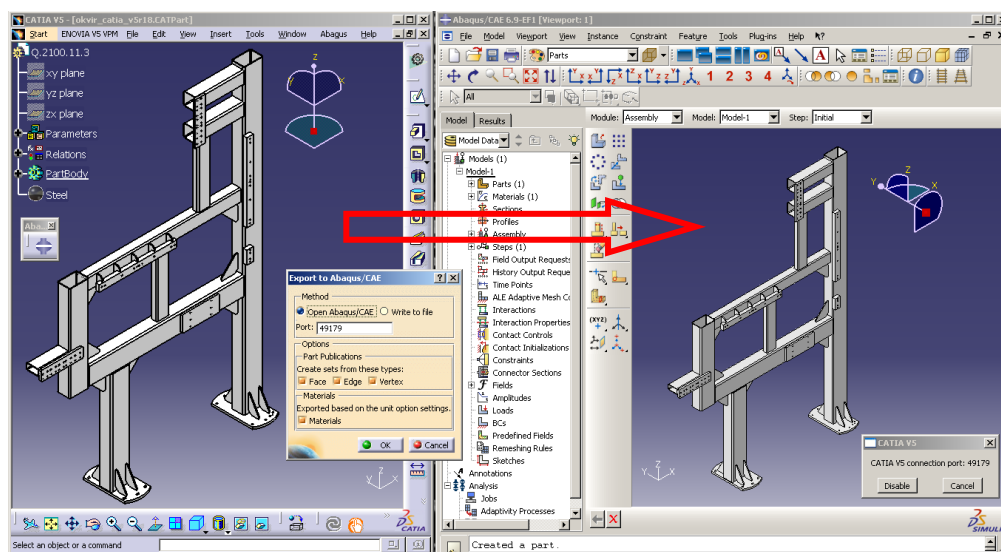
Vrijeme izračuna procesora, očekivano je najdulje za nestrukturiranu tetraedarsku mrežu. Vrijeme progresivno raste s povećavanjem broja elemenata i staje s određenom finoćom diskretizacije zbog nedostatka memorije računala. Najkraće vrijeme izračuna, opet je očekivano za slučaj 1D mreže, ponajviše zbog numeričke jednostavnosti PM. Vrijeme izračuna za hibridnu mrežu, nalazi se u realnim granicama, a produljeno je zbog velikog broja mreža i definiranih interakcija među zasebnim dijelovima (profilima). Tablica 4.2. prikazuje rezultate za slučajeve najgušće mreže sva tri modela.

Tablica 4.2. Vrijeme izračuna vlastitih frekvencija PM

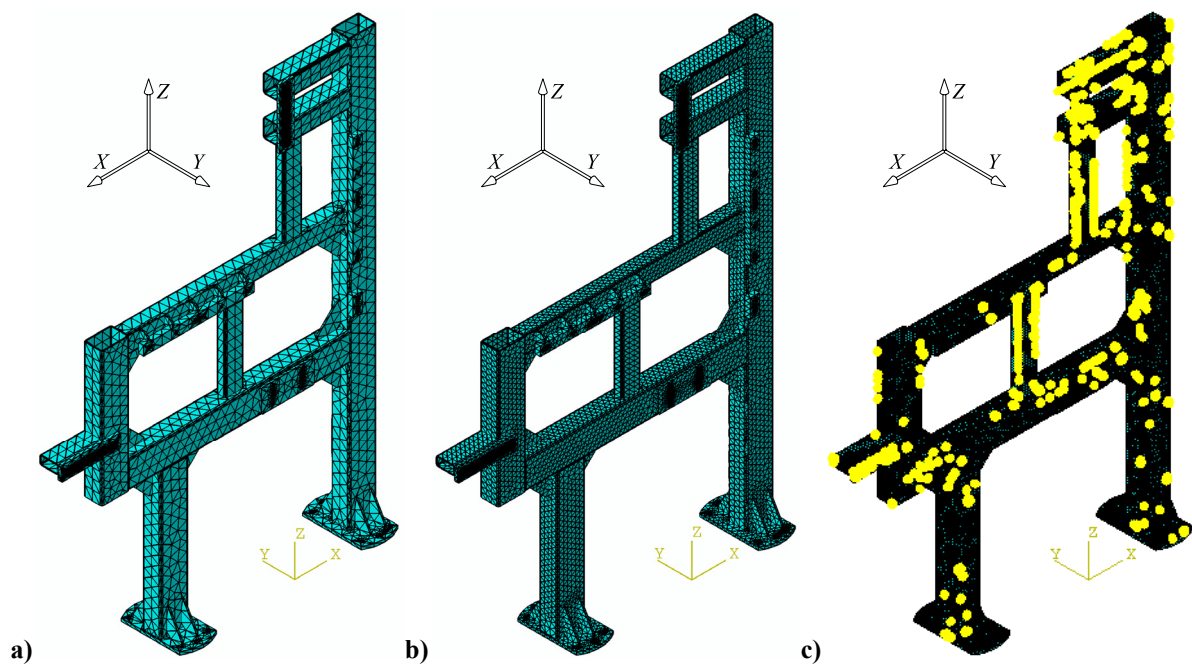
Vrsta mreže	Vrijeme izračuna $t_{izrč}$, min
1D mreža (gredni elementi)	~ 2,5
3D mreža (hibridna mreža)	~ 10
3D mreža (tetraedarski elementi)	~ 45

4.1.6.2. Môdalna analiza programskim paketima Abaqus i SolidWorks

Radi dodatne verifikacije metodologije, napravljen je proračun u dva programska paketa iste kompanije Dassault Systèmes pomoću MKE: Abaqus 6.9-EF1 [25] i SolidWorks 2008 SP4.0 [26]. U Abaqusu su kreirane tri mreže osnovnih tetraedarskih KE (Abaqus C3D4) i četiri mreže tetraedarskih elemenata drugog reda (Abaqus C3D10M), dok je u SolidWorksu kreirano tri mreže tetraedarskih KE drugog reda. Budući da je okvir relativno kompliciranog oblika, pri konverziji modela u Abaqus *input* format korišten je alat CAI (*Catia Associative Interface*) namijenjen isključivo translaciji geometrije iz Catie V5.xx u Abaqus 6.xx.

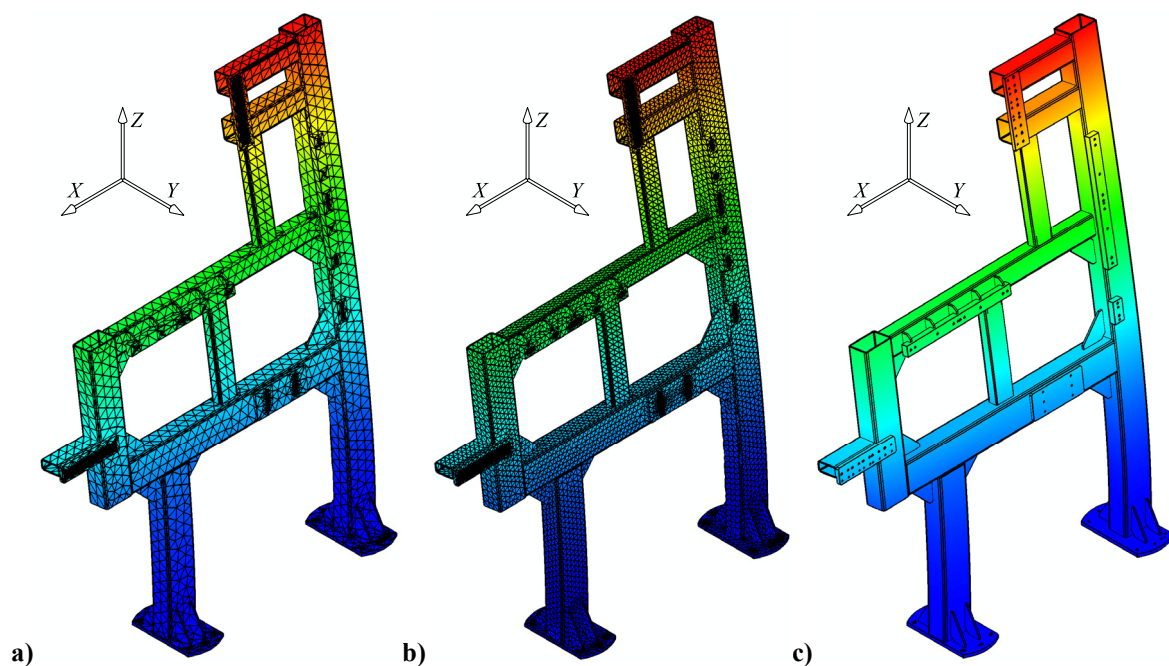


Slika 4.9. CAI sučelje za konverziju formata iz Catie u Abaqus



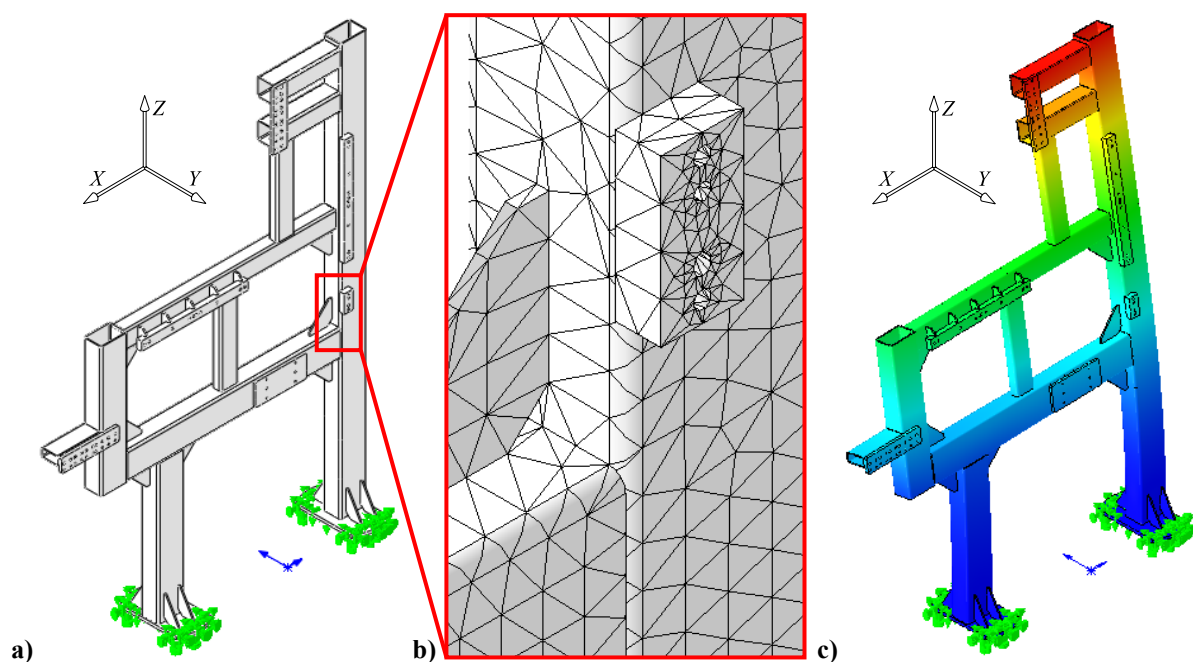
Slika 4.10. Abaqus mreže C3D4 KE: a) I. mreža, b) II. mreža, c) III. mreža i provjera kvalitete

Slika 4.10. c) prikazuje primjer provjere kvalitete KE u programskom paketu Abaqus 6.9-EF1. Žute točke (Slika 4.10. c)) pokazuju kritične KE (*warning*) što implicira da je i za najfiniju diskretizaciju još uvijek prisutna određena količina distordiranih elemenata.



Slika 4.11. Prva glavna forma vibriranja C3D4 KE: a) I. mreža, b) II. mreža, c) III. mreža

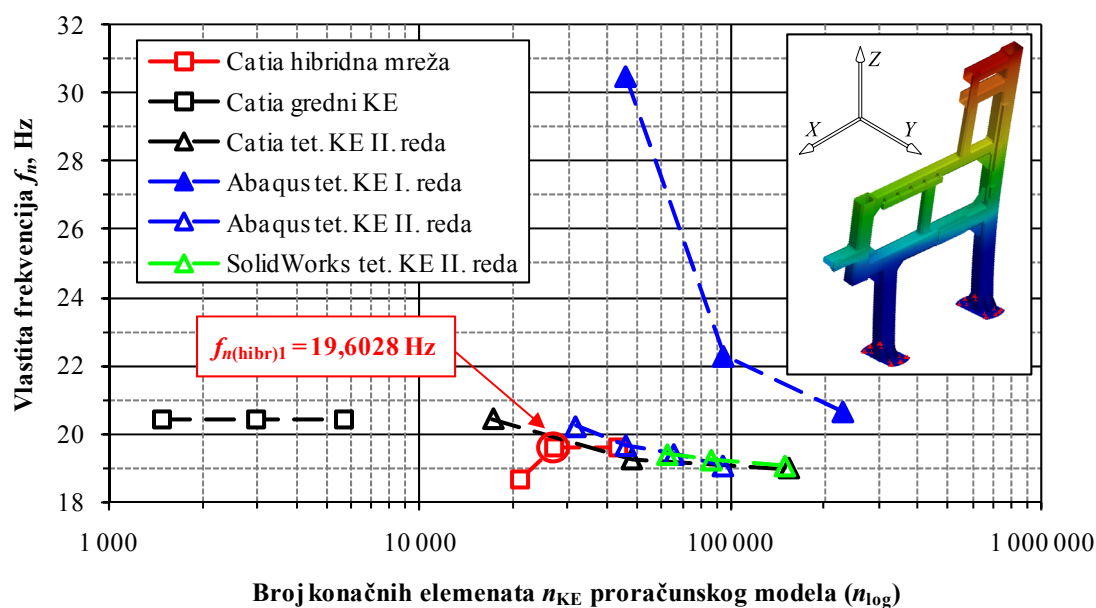
U SolidWorks je geometrija uvedena jednostavnom konverzijom u *step* format te otvaranjem kao *solidparta* uz ponovno apliciranje karakteristika materijala. Slika 4.12. prikazuje najgušću generiranu mrežu u SolidWorksu te izračunatu prvu formu vibriranja. Mreža je vrlo gusta ($n_{KE} = 149\,649$), stoga je prikazan samo detalj na slici 4.12. b).



Slika 4.12. SolidWorks Cosmos modul: a) 3D model, b) detalj mreže KE, c) prva glavna forma vibriranja

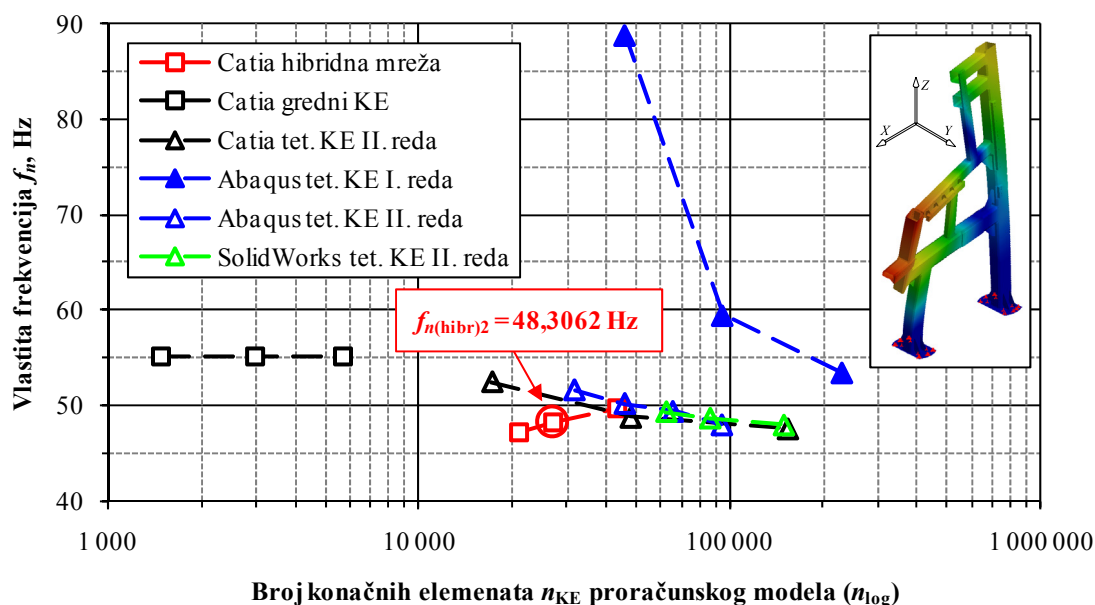
4.1.7. Konvergencija

Budući da ne postoji referentno rješenje kao predložak, mjerodavnim rješenjem se smatra rezultat vlastite frekvencije hibridne mreže, no i hibridnu mrežu se promatra kritički usporedbom s ostalim rezultatima. 1D mreža Catia osnovnih grednih elemenata konvergira numerički već za prvu mrežu, a sve tetraedarske mreže konvergiraju monotono. U hibridnoj Catia mreži su usitnjeni samo ljuskasti elementi nosivih profila i zavarenih rebra. Značajno je primijetiti velika odstupanja Abaqus linearnih tetraedarskih C3D4 elemenata.

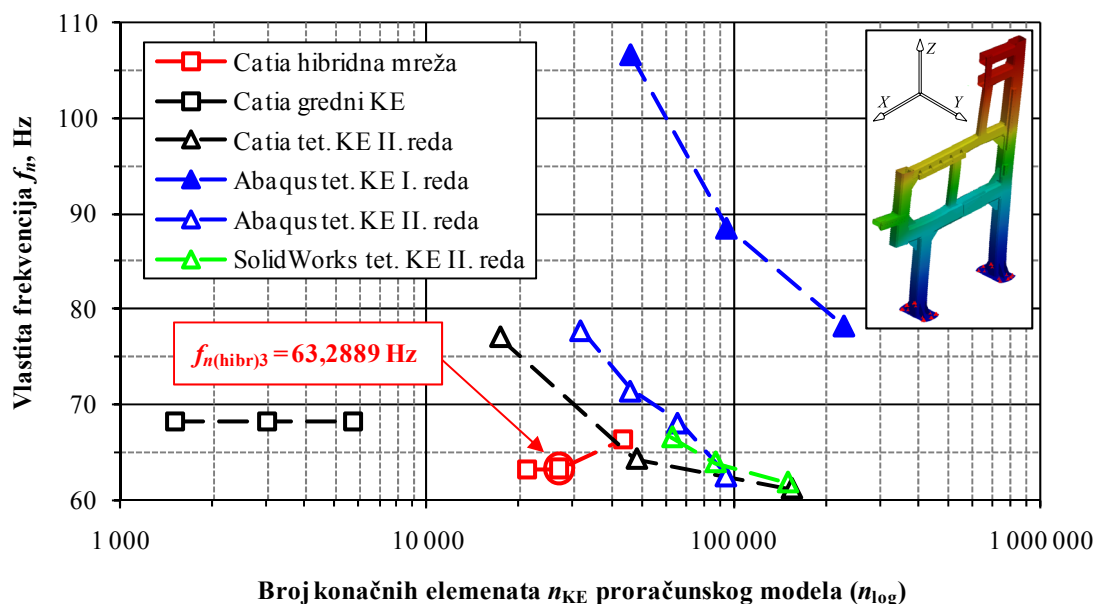


Slika 4.13. Konvergencija prve vlastite frekvencije f_{n1} PM okvira

Za dodatnu kontrolu konvergencije, provjerene su i druga i treća vlastita frekvencija za sve mreže konačnih elemenata, jer obje upadaju u frekventijsko područje do 100 Hz. Također, pri višim vrijednostima vlastitih frekvencija, numerička rješenja osciliraju sve više te je veća mogućnost numeričke pogreške. Dodatna provjera je stoga nužna pri verificiranju numeričke stabilnosti proračunskih modela svih korištenih *solvera*.



Slika 4.14. Konvergencija druge vlastite frekvencije f_{n2} PM okvira

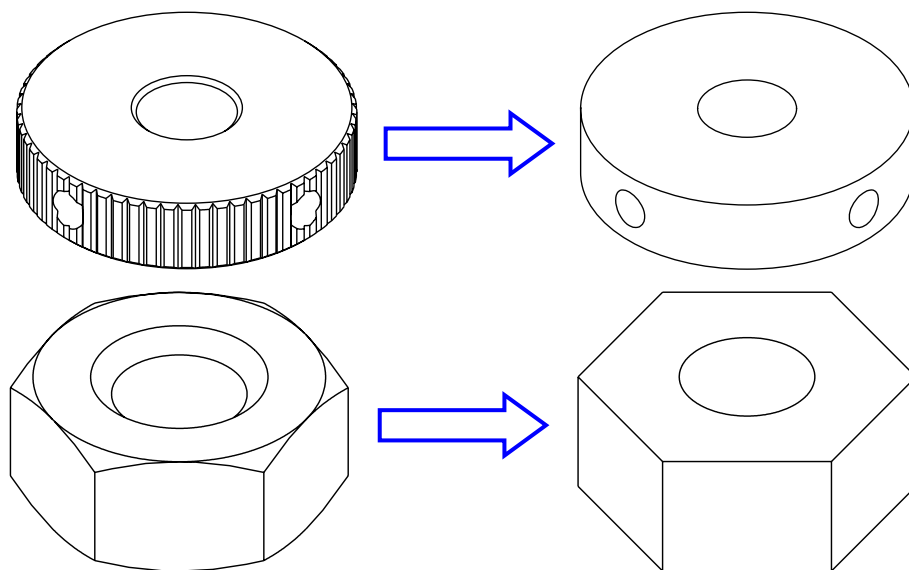


Slika 4.15. Konvergencija treće vlastite frekvencije f_{n3} PM okvira

Rezultati druge i treće vlastite frekvencije okvira pokazuju širi pojas odstupanja u ovisnosti o diskretizaciji i *solveru*. Usvojena je Catia hibridna mreža za daljnji proračun.

4.2. Proračunski model II. konačne analize

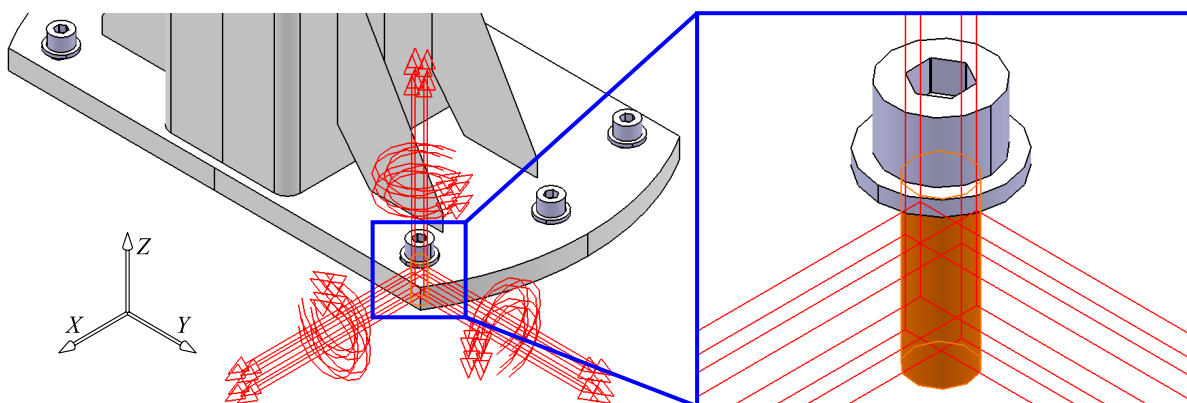
PM II kreiran je nadogradnjom na Catia hibridni PM I modularnim dodavanjem preostalih dijelova konstrukcije uređaja u PM. Geometrija PM I ostaje ista, kao i materijal dodanih dijelova (konstrukcijski čelici istih materijalnih karakteristika kao onih navedenih u poglavlju 4.1.2.), a uvedena su nova pojednostavnjenja dodane geometrije. Neki od primjera su zanemarivanje narovašenih, zaobljenih i zakošenih glava vijaka i matica.



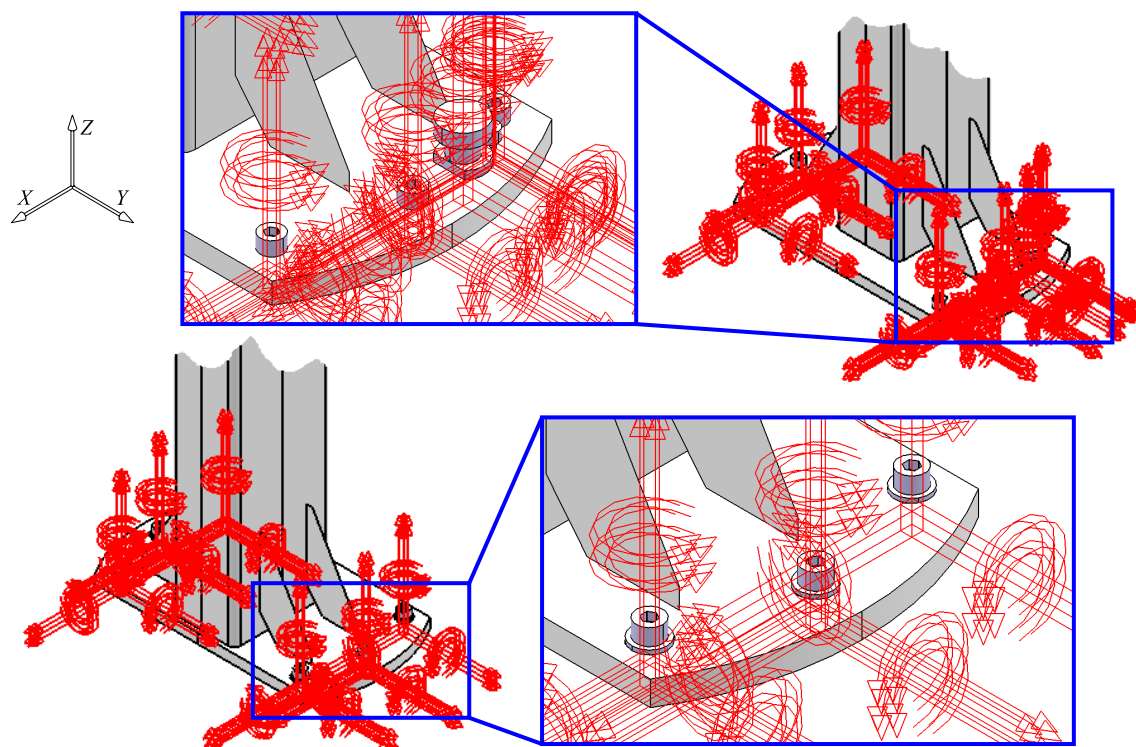
Slika 4.16. Primjeri pojednostavnjenja geometrije za PM II

4.2.1. Rubni uvjeti

RU su prošireni dodavanjem vijaka kao mogućih vibracijskih elemenata u PM. Podnožni limovi pričvršćeni su za podnožne ploče vijcima (6 + 6 imbus vijaka, M8x25 HRN M.B1.120) koji aksijalnom silom u smjeru osi Z i trenjem pričvršćuju podnožne limove za podnožne ploče (*fastened*). Podnožne ploče nisu uključene u PM, već se granicom sustava smatraju vijci, kojima su onemogućeni svi pomaci i zakreti u smjerovima globalnih osi.

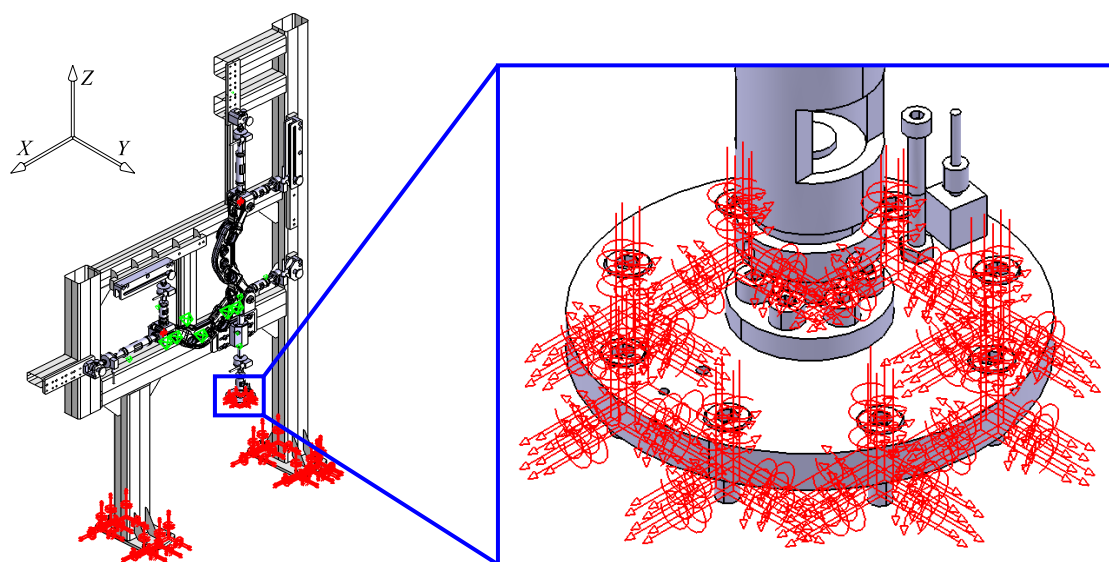


Slika 4.17. Rubni uvjeti jednog temeljnog M8x25 HRN M.B1.120 imbus vijka



Slika 4.18. Rubni uvjeti svih temeljnih imbus vijaka

Slika 4.18. prikazuje rubne uvjete svih dvanaest temeljnih imbus vijaka koji pričvršćuju oba podnožna lima za podlogu.



Slika 4.19. Rubni uvjeti prirubnice i M6x16 HRN M.B1.120 vijaka

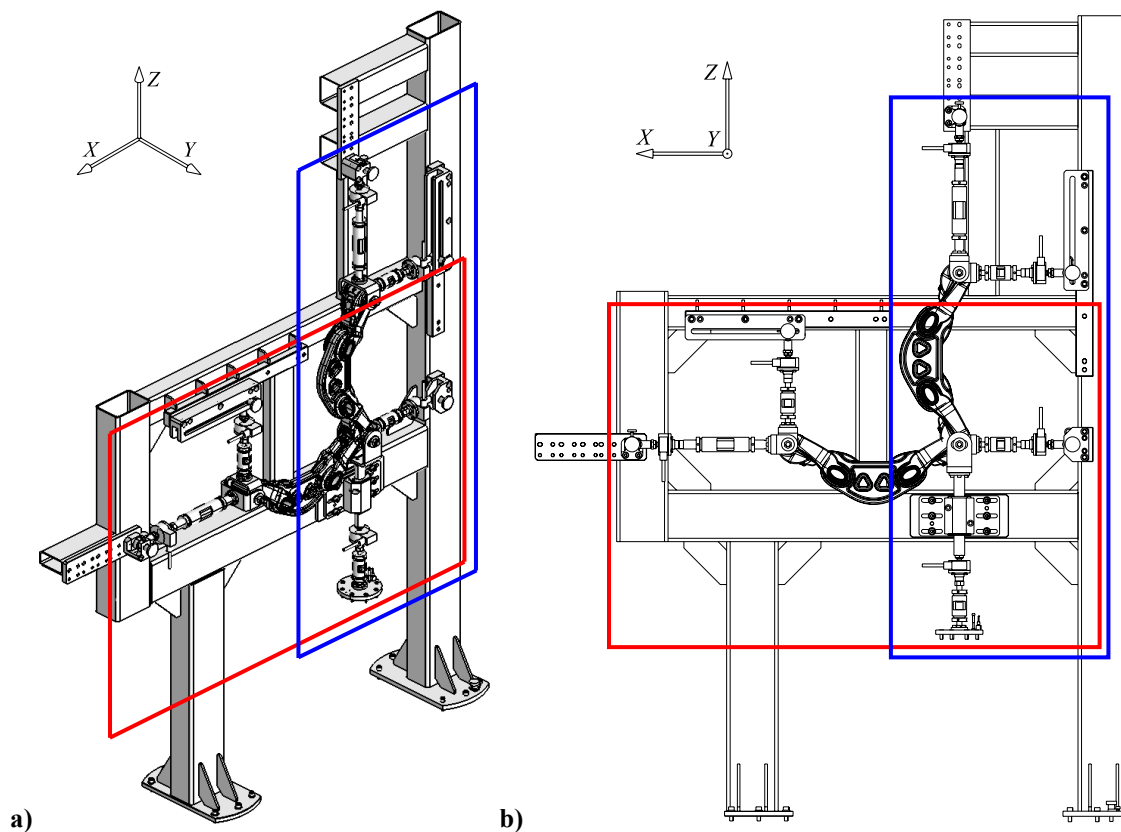
Drugom granicom sustava PM smatra se prirubnica koja se vijcima (osam imbus vijaka, M6x16 HRN M.B1.120) pričvršćuje na vanjski dio opreme za kinematičku uzbuđu (vibrator). Donjem dijelu prirubnice, kao i kontaktnim površinama vijaka, onemogućeni su pomaci i zakreti u smjeru osi X Y Z . Isti rubni uvjeti korišteni su pri môdalnoj analizi za horizontalni i vertikalni položaj rastojnika-prigušivača.

4.2.2. Veze i interakcije među dijelovima

Uvedene su nove interakcije među dijelovima, prvenstveno nove definicije zglobnih veza između elemenata uređaja.

Nova geometrija je analizirana i ponovno su uvedena nužna pojednostavnjenja veza radi smanjenja obujma numeričkog proračuna.

4.2.2.1. Oprema za pozicioniranje i kinematičku uzбудu rastrojnika



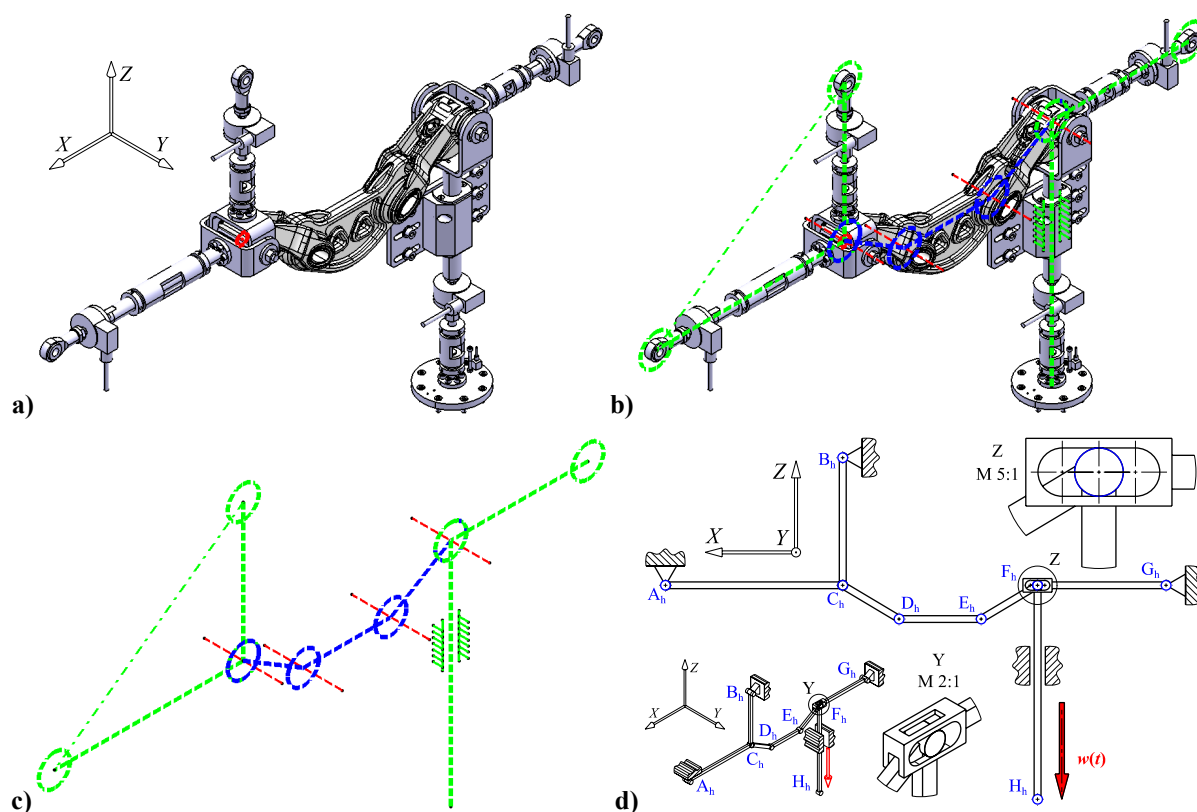
Slika 4.20. Oprema PM uređaja: a) izometrija, b) nacrt

Slika 4.20. prikazuje opremu za pozicioniranje rastrojnika-prigušivača u horizontalnom i vertikalnom položaju te opremu za izvođenje kinematičke uzbuđ. Oprema je prikazana na CAD modelu u dvije projekcije: izometriji i kao nacrt.

Horizontalni položaj uokviren je crvenom, a vertikalni plavom bojom.

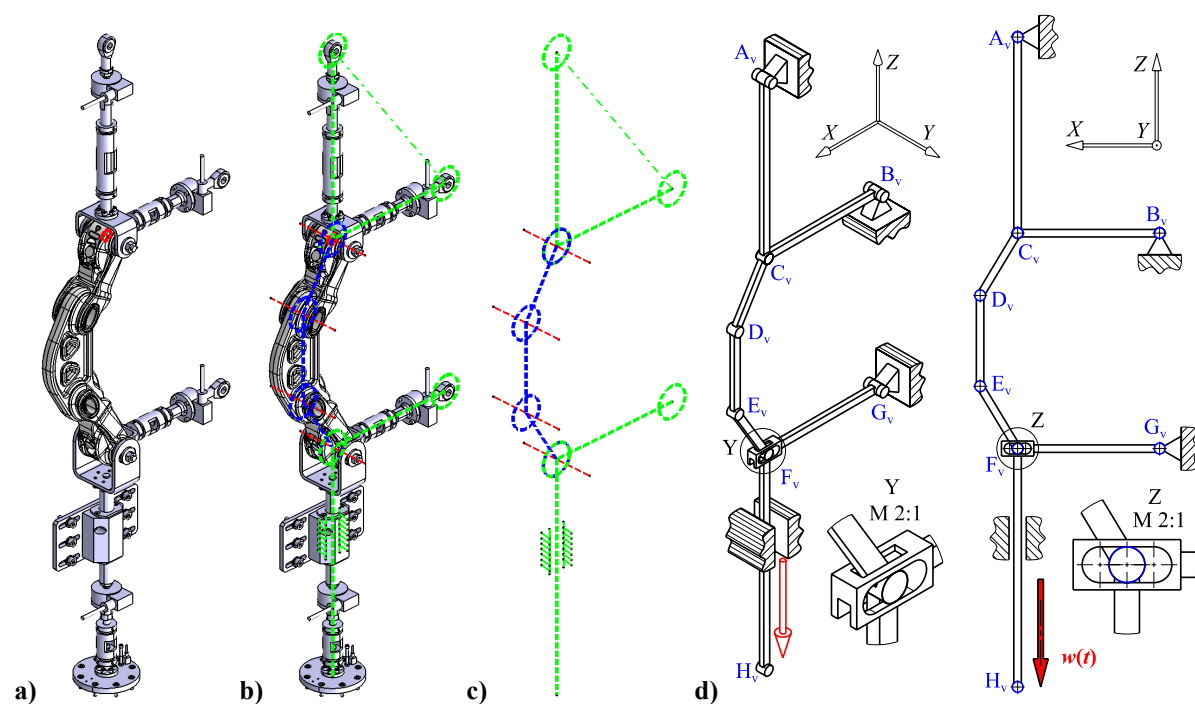
Kako se svaki podsklop opreme sastoji od velikog broja sitnih dijelova (vijci, matice, podloške, zatici, čahure itd.), definiranje svakog dijela zasebno i interakcije među njima bi oduzelo puno vremena i procesorske snage, stoga su određeni podsklopovi definirani kao jedinstveni dijelovi (*partovi* – štapovi) sa homogenim materijalom, spojeni u zajedničkim numeriranim zglobovima (Slika 2.5.) rastrojnika-prigušivača.

4.2.2.1.1. Oprema za horizontalno pozicioniranje rastojnika-prigušivača



Slika 4.21. Horizontalno pozicioniranje: a) 3D CAD model, b) prijelazni 3D model, c) aksonometrijski model, d) tehnička skica

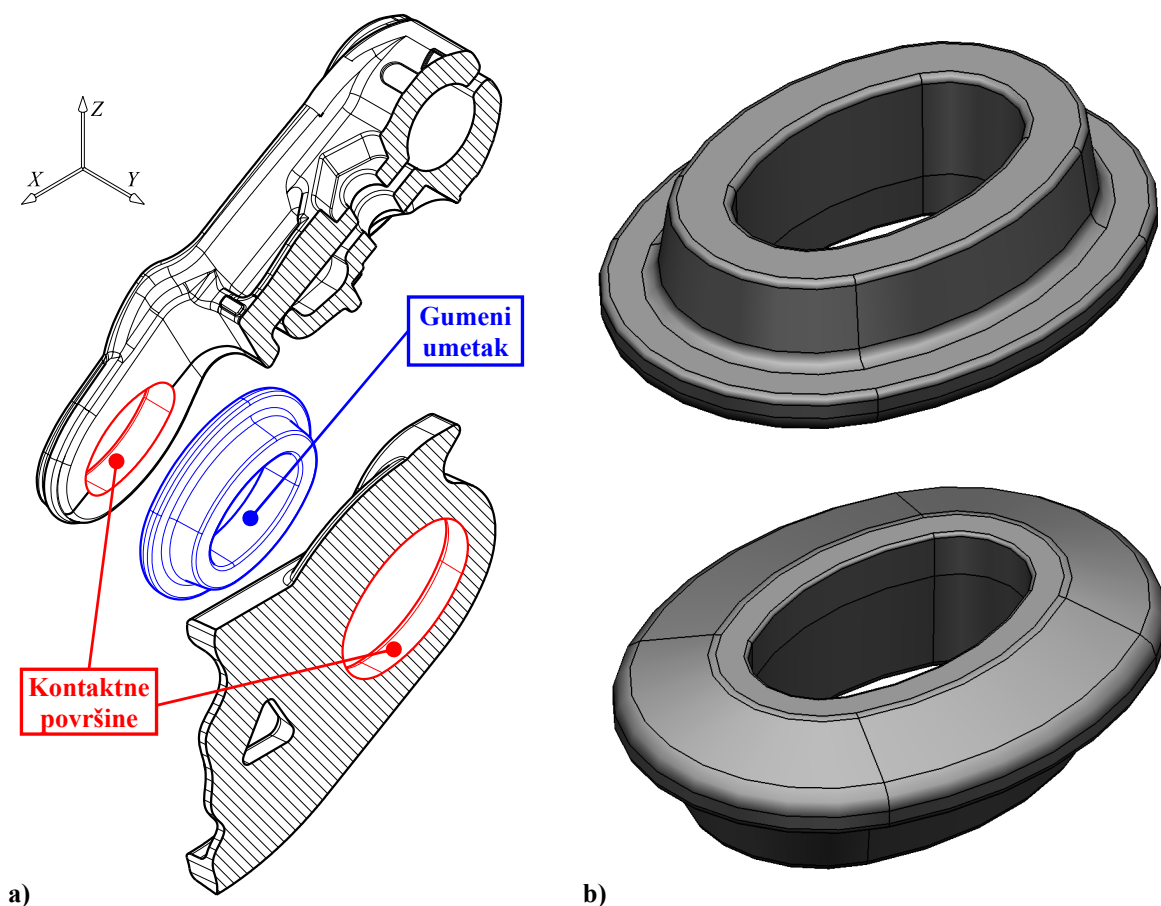
4.2.2.1.2. Oprema za vertikalno pozicioniranje rastojnika-prigušivača



Slika 4.22. Vertikalno pozicioniranje: a) 3D CAD model, b) prijelazni 3D model, c) aksonometrijski model, d) tehnička skica

4.2.2.1.3. Veze rastojnika-prigušivača

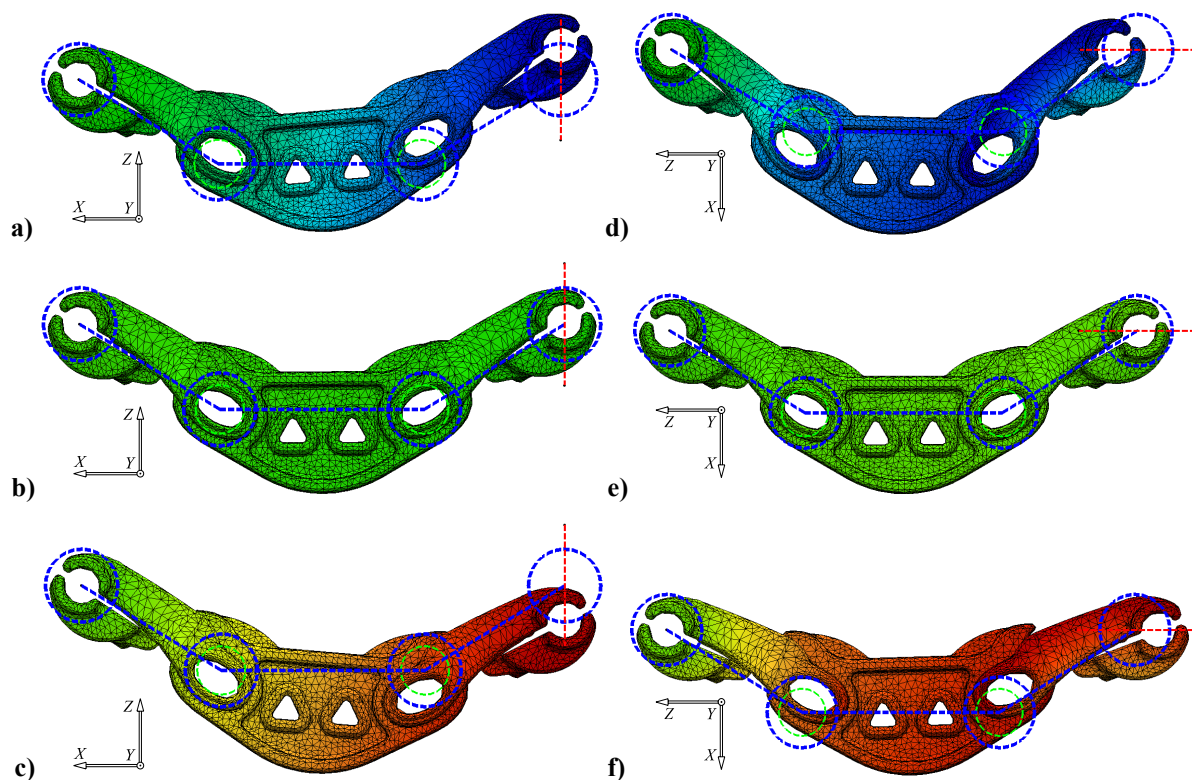
Sastavni dio rastojnika-prigušivača čine četiri gumena umetka, a dva gumena umetka postavljena u zglobove ruku sačinjavaju torzijsku oprugu koja geometrijsko-materijalnim karakteristikama daje konstantu torzijske krutosti c_t i konstantu viskoznog prigušenja k . Obje konstante dobivene su eksperimentalnim mjerenjima, a iznosi su preuzeti iz [3].



Slika 4.23. a) izometrijski prikaz ¼ modela rastojnika-prigušivača u presjeku,
b) gumeni umetak, ½ torzijske opruge s apliciranim materijalom, dvije projekcije

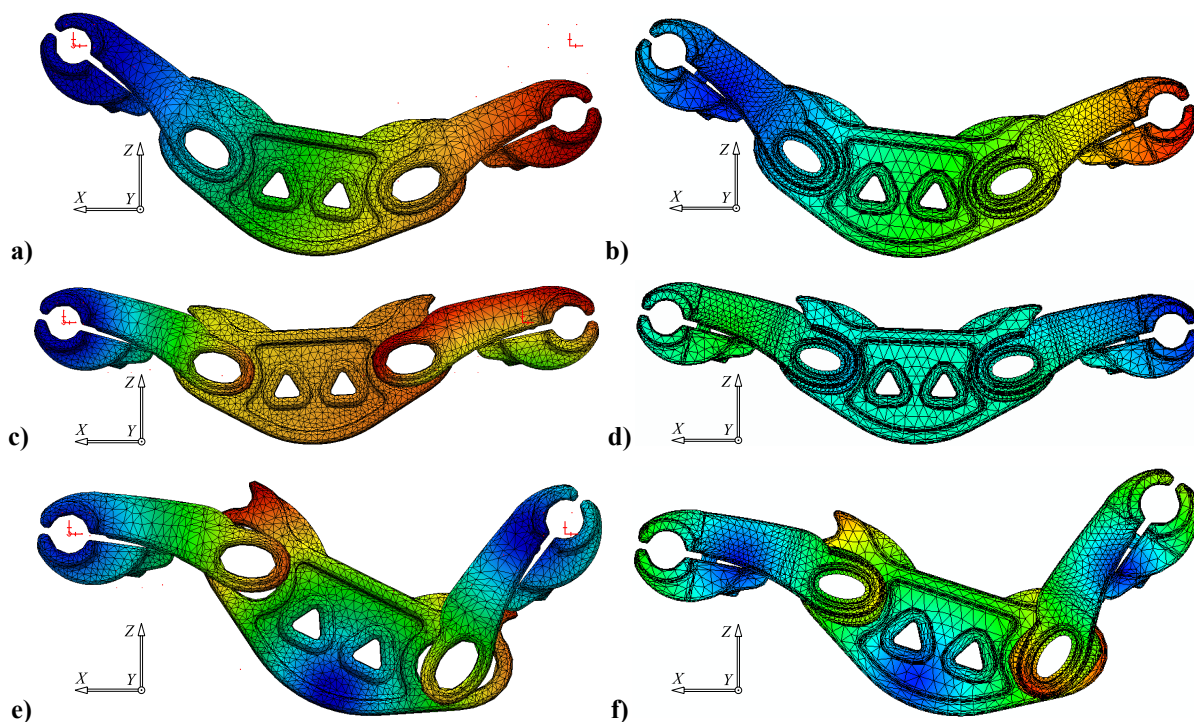
Relativno kompleksna geometrija gumenih umetaka te potreba složenih definiranja kontakata, kao i nelinearno elastične karakteristike gumenih materijala, čine umetke vrlo zahtjevnim za egzaktnu numeričku simulaciju pomoću MKE. Slika 4.23. prikazuje ¼ modela rastojnika sa kontaktnim površinama obilježenima crvenom bojom. Iz razloga pojednostavnjenja, gumeni umetci su zamijenjeni virtualnim elementima konstante torzijske krutosti c_t za rotaciju oko osi Y . Virtualni elementi bitno smanjuju opseg proračuna, a ne utječu na konačnu točnost rezultata [11].

Rastojnik-prigušivač je radi kompleksne geometrije diskretiziran isključivo tetraedarskim konačnim elementima drugog reda TE10 (Slika 4.24.).



Slika 4.24. Uzbuda rastojnika silom, horizontalno i vertikalno pozicioniranje:

a) H poz.: krajnji gornji položaj, b) H poz.: početni položaj, c) H poz.: krajnji donji položaj,
d) V poz.: krajnji lijevi položaj, e) V poz.: početni položaj, f) V poz.: krajnji desni položaj



Slika 4.25. Usporedba formi vibriranja rastojnika: a) I. forma Catia, b) I. forma Abaqus,
c) II. forma Catia, d) II. forma Abaqus, e) III. forma Catia, f) III. forma Abaqus

Slika 4.24. prikazuje dinamičku uzbuđu rastojnika-prigušivača silom $F(t)$, dok slika 4.25. prikazuje usporedbu sa rješenjem $f_{n1,2,3}$ iz programskog paketa Abaqus prema [2].

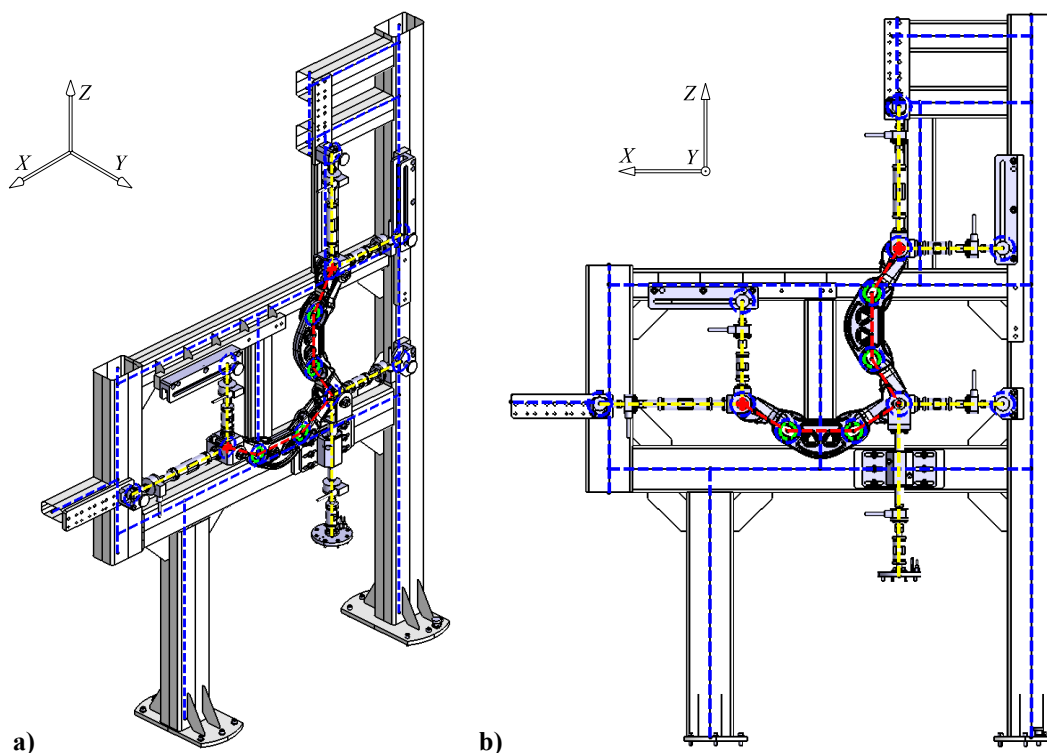
4.2.3. Ograničenja unutar Catia GSA modula

U ovom dijelu rada, bitno je napomenuti dva iznimno važna ograničenja vezana za dinamičku analizu unutar GSA modula:

- 1) Ograničenje lokalnog prigušenja k
- 2) Ograničenje kinematičke uzbude $w(t)$

Zbog ograničenja lokalnog prigušenja (GSA modul nema dotičnu funkciju), nije moguće definirati prigušenje k unutar torzijske opruge (gumeni umetci rastojnika-prigušivača), a kinematičku uzbudu $w(t)$ nije moguće definirati, budući da se dinamička analiza unutar GSA modula u trenutnoj reviziji R18 vrši isključivo preko zadanog opterećenja (u ovom slučaju sila) na proračunski model.

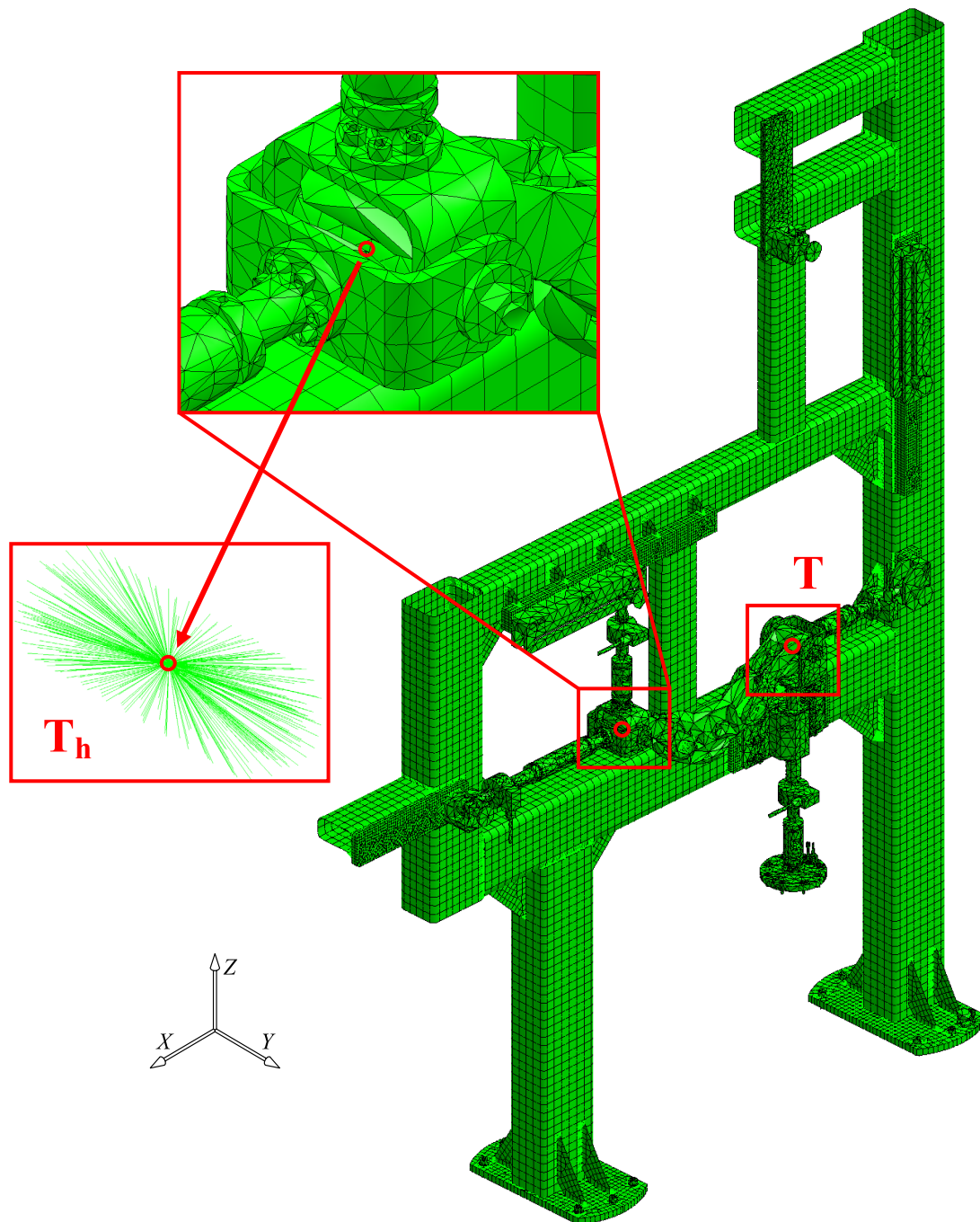
Iz razloga navedenih ograničenja, redefiniran je PM te su kao uzbuda korištene sile u osloncima rastojnika-prigušivača preuzete iz [3]. Lokalno prigušenje gumenih umetaka zbog nedostatka funkcionalnosti softvera nije unešeno, što za posljedicu ima veću amplitudu pomaka nego u stvarnosti. Na slici 4.26., dijelovi rastojnika naglašeni su crvenom bojom. Točke $A_{h,v}$ - $B_{h,v}$ - $C_{h,v}$ - $D_{h,v}$ - $E_{h,v}$ - $F_{h,v}$ - $G_{h,v}$ (Slika 2.5.) imaju zglobna svojstva, a točke $D_{h,v}$ i $E_{h,v}$ imaju i karakteristiku torzijske opruge (na slici 4.26. prikazani kao zeleni kružići) konstante $c_t = 258,91 \text{ N}\cdot\text{m/rad}$ [3]. Žutom bojom naglašeni su jedinstveni *partovi* – štapovi.



Slika 4.26. Konačni 3D model za mreže KE: a) izometrija, b) nacrt

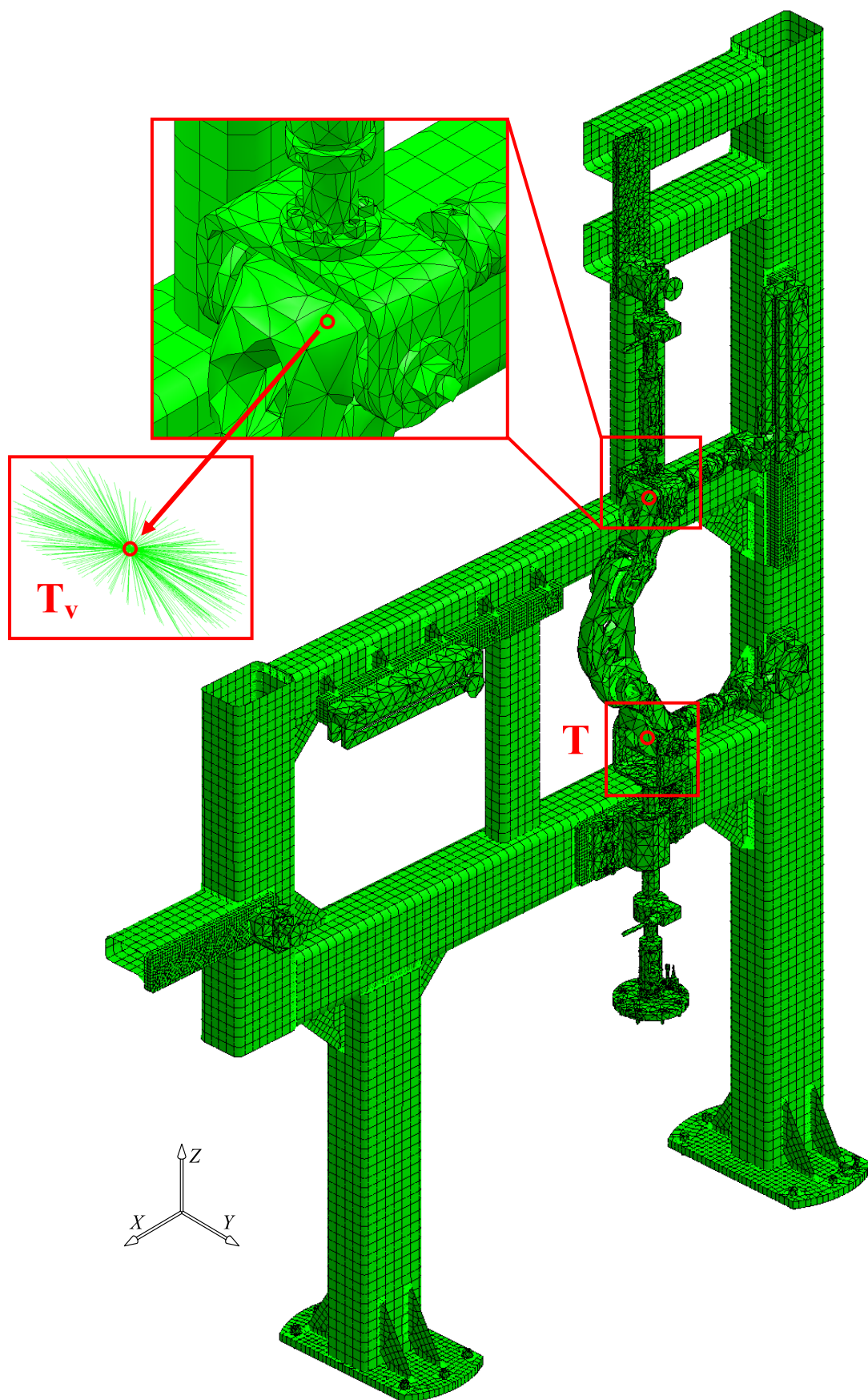
4.2.4. Mreža konačnih elemenata proračunskog modela II

Nakon analiza geometrije, nužnih pojednostavnjenja i provjera, definirane su dvije mreže KE, jedna za horizontalni i jedna za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača .



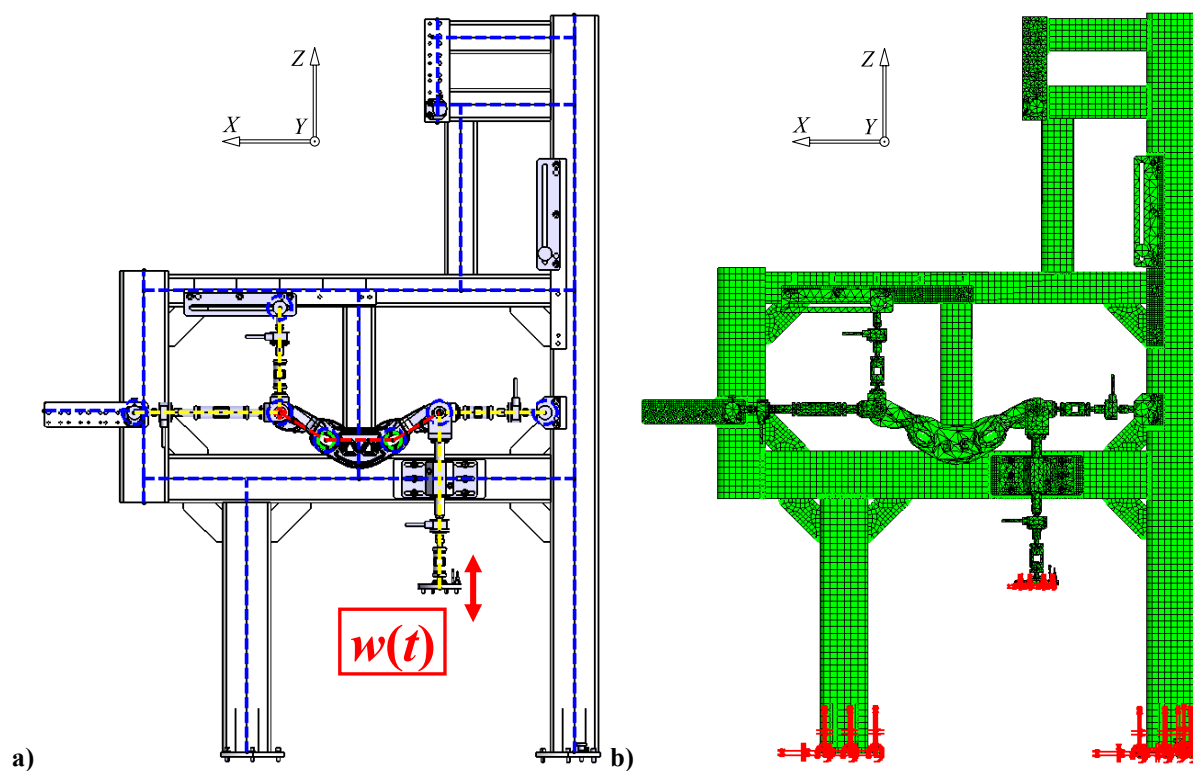
Slika 4.27. Mreža KE PM II. – horizontalni položaj rastojnika, referentne točke T_h i T

Slika 4.27. prikazuje konačnu mrežu, a crvene točke T_h i T označavaju referentne točke za horizontalni položaj rastojnika-prigušivača. Točkama je pridodan virtualni čvor (*smooth virtual part*) koji je korišten pri definiciji pomaka u dinamičkoj analizi. Analogno vrijedi i za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača (Slika 4.28.).

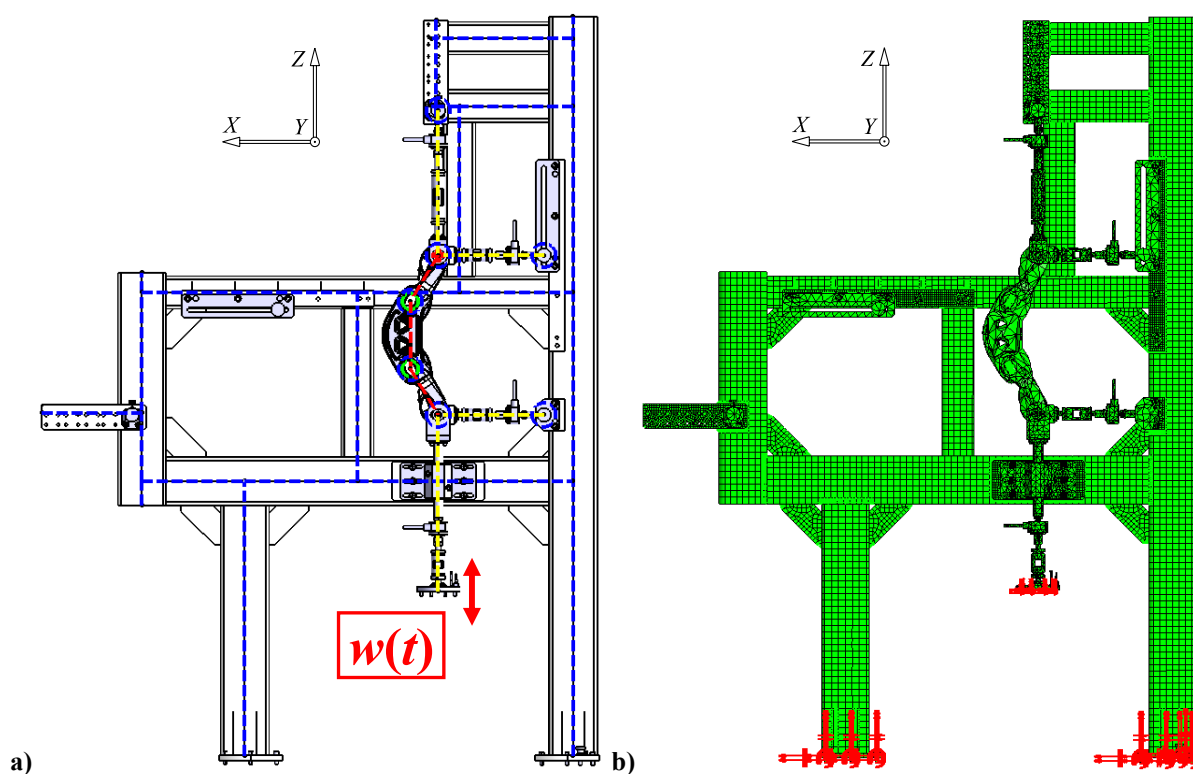


Slika 4.28. Mreža KE PM II. – vertikalni položaj rastrojnika, referentne točke T_v i T

Crvene točke T_v i T označavaju referentne točke za vertikalni položaj rastrojnika.



Slika 4.29. Horizontalni položaj rastojnika-prigušivača: a) CAD model, b) mreža KE i RU



Slika 4.30. Vertikalni položaj rastojnika-prigušivača: a) CAD model, b) mreža KE i RU

Môdalna analiza izvršena je za horizontalni i vertikalni položaj zasebno zbog razlike u geometrijama i položajima štapova i rastojnika-prigušivača. U oba položaja, identično su definirane zglobne veze te koeficijent torzijske krutosti opruga c_t za rotaciju oko osi Y.

Tablica 4.3. Broj KE PM II.

Vrsta KE	Broj KE n_{KE}
NSBAR	16
BAR	4
SPIDER	8 710
TR6	216
QD8	8 942
WE15	1 052
HE20	8 700
TE10	31 066
Σ	58 706

Tablica 4.3. prikazuje pojedinačni i ukupni broj korištenih elemenata, a pri vrhu tablice se mogu primijetiti dva nova elementa: NSBAR (*Null Size BAR*) i SPIDER. Oba elementa su vezni virtualni KE kreirani automatski od strane programskog paketa u svrhu definicija veza i interakcija unutar PM [11], [12]. Tetraedri prevladavaju zbog složenih pridodanih geometrija rastojnika i štapova. Horizontalni i vertikalni model imaju isti broj KE (identična geometrija PM, no različita geometrijska raspodjela), stoga nisu navedeni zasebno.

4.2.5. Môdalna analiza uređaja

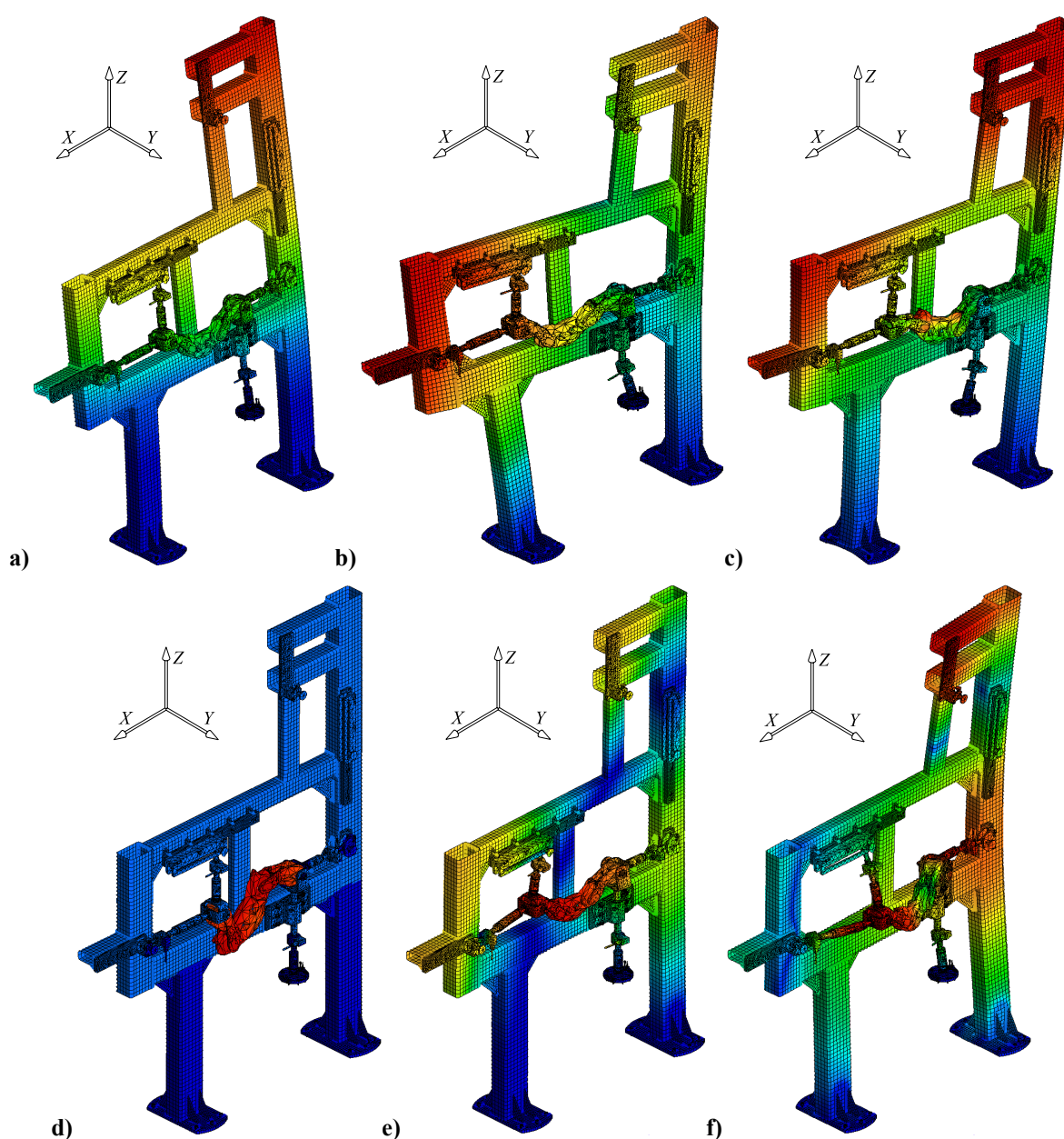
Prema porporuci kompanije MSC [15], môdalni proračun izvršen je *Lánczos* metodom. Odabrano je 7 môdova za izračun, uz uvjet pokrivenosti frekvencijskog područja $f = 5 - 100$ Hz. Tablica 4.4. prikazuje prvih 7 vlastitih frekvencija dobivenih môdalnom analizom konačnog PM (Tablica 4.3.), za horizontalni i vertikalni položaj rastojnika.

Tablica 4.4. Vlastite frekvencije PM II. za horizontalni i vertikalni položaj

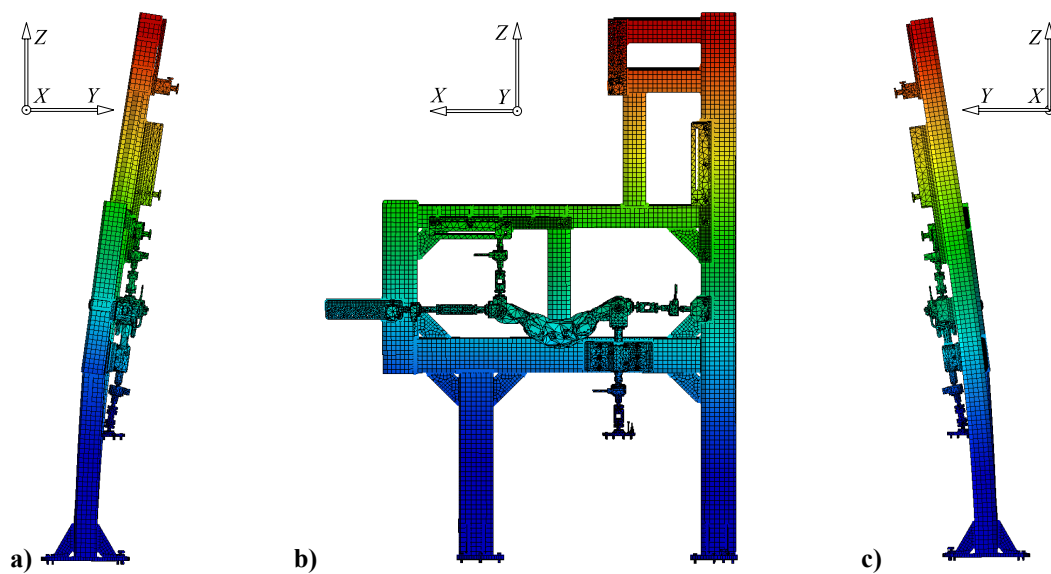
Forma vibriranja	Vlastita frekvencija f_n , Hz
1 (horizontalni položaj)	16,3467
2 (horizontalni položaj)	38,9534
3 (horizontalni položaj)	40,4029
4 (horizontalni položaj)	64,6413
5 (horizontalni položaj)	82,9413
6 (horizontalni položaj)	95,0289
7 (horizontalni položaj)	115,1650
1 (vertikalni položaj)	15,6465
2 (vertikalni položaj)	39,2855
3 (vertikalni položaj)	41,3384
4 (vertikalni položaj)	64,4817
5 (vertikalni položaj)	68,7332
6 (vertikalni položaj)	90,8615
7 (vertikalni položaj)	118,2880

U obzir je uzeto prvih šest vlastitih frekvencija za horizontalni i vertikalni položaj, jer se nalaze u frekvencijskom području $f = 5 - 100$ Hz, što je interesno područje za ovaj rad. Iznosi četvrte vlastite frekvencije za horizontalni i vertikalni položaj uokvirene su crvenom bojom, jer u tom frekvencijskom području maksimalne amplitude pomaka ima rastojnik-prigušivač, dok su pomaci okvira zanemarivi. Četvrta vlastita frekvencija se stoga smatra vlastitom frekvencijom rastojnika-prigušivača u pozicioniranom položaju na okviru te je u oba slučaja zanemarena, jer nije relevantna za pomak referentnih točaka. Slike 4.31. d) i 4.39. d) formi vibriranja to ilustriraju vizualno u poglavlju 4.2.5.1.

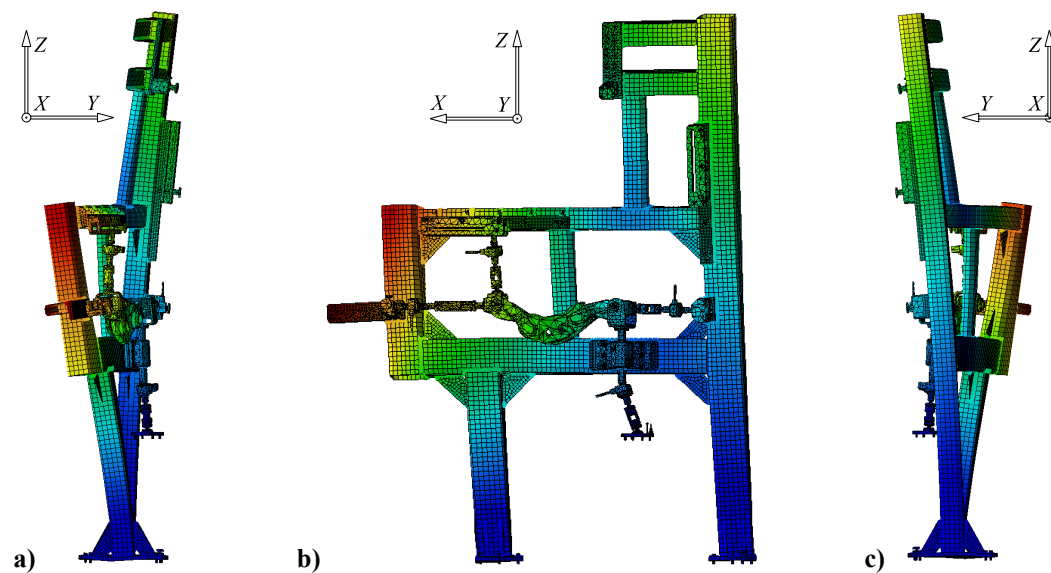
4.2.5.1. Glavne forme vibriranja uređaja, horizontalni položaj



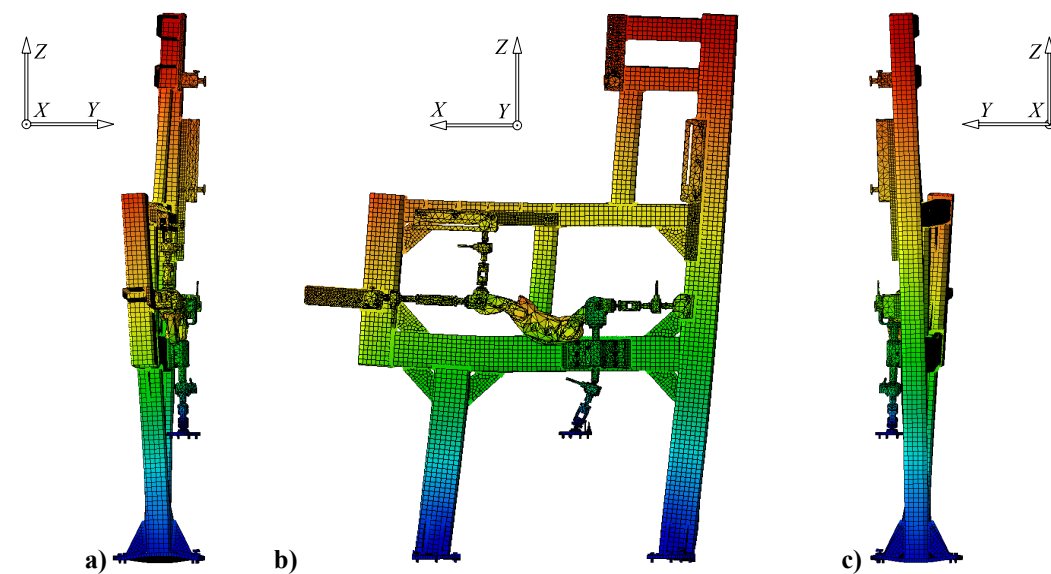
Slika 4.31. Prvih šest glavnih formi vibriranja uređaja, horizontalni položaj: a) I. forma, b) II. forma, c) III. forma, d) IV. forma, e) V. forma, f) VI. forma



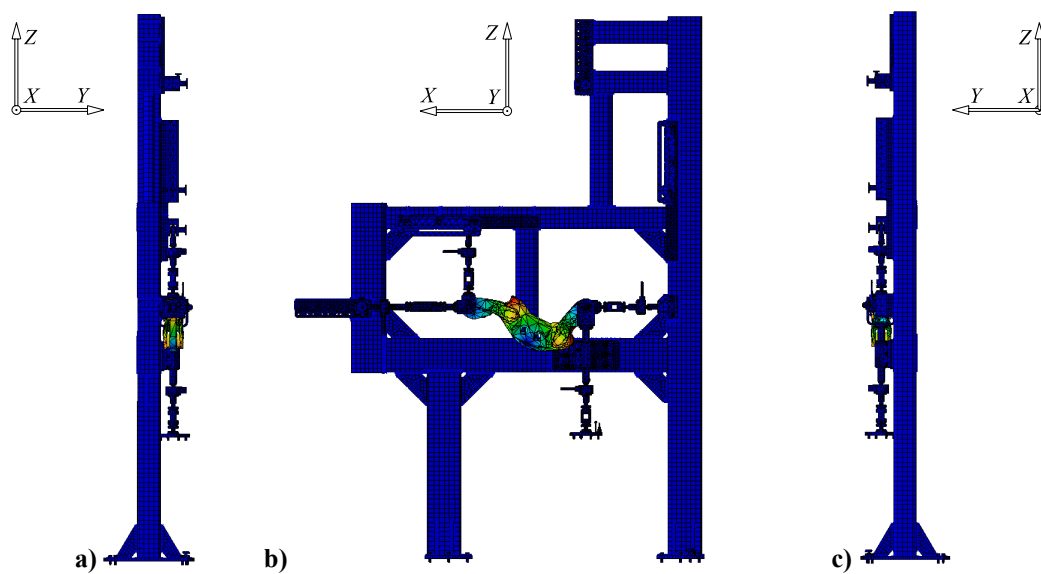
Slika 4.32. I. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije



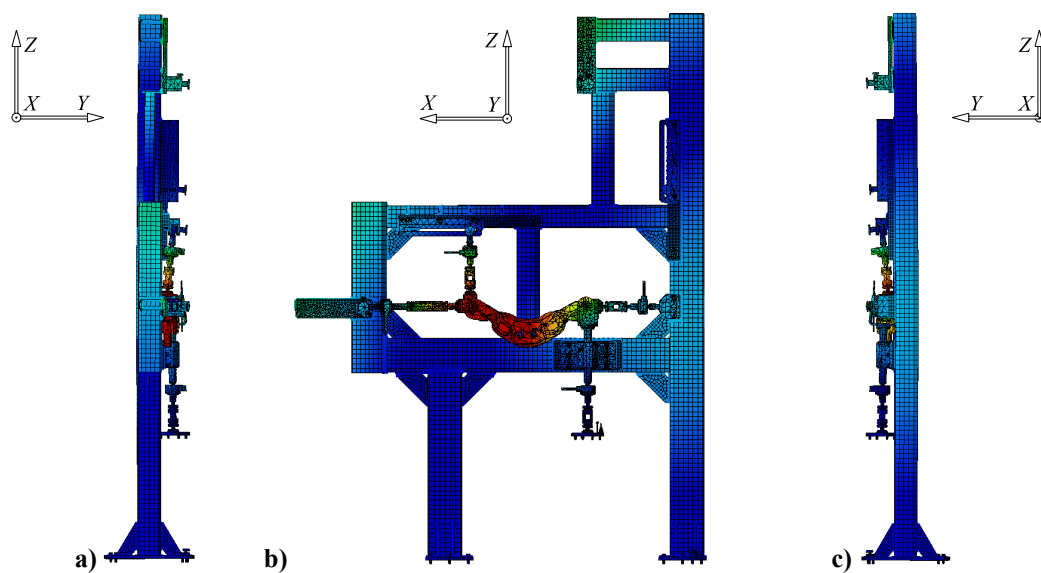
Slika 4.33. II. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije



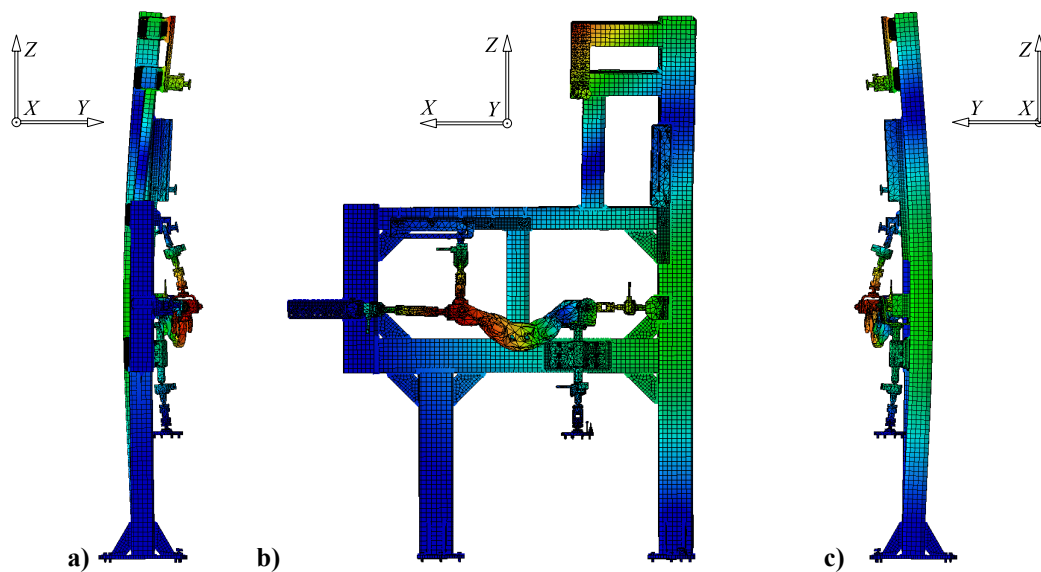
Slika 4.34. III. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije



Slika 4.35. IV. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije

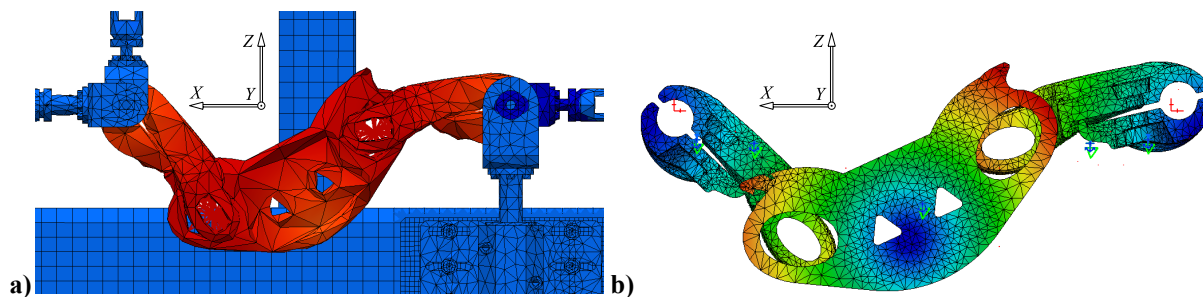


Slika 4.36. V. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije



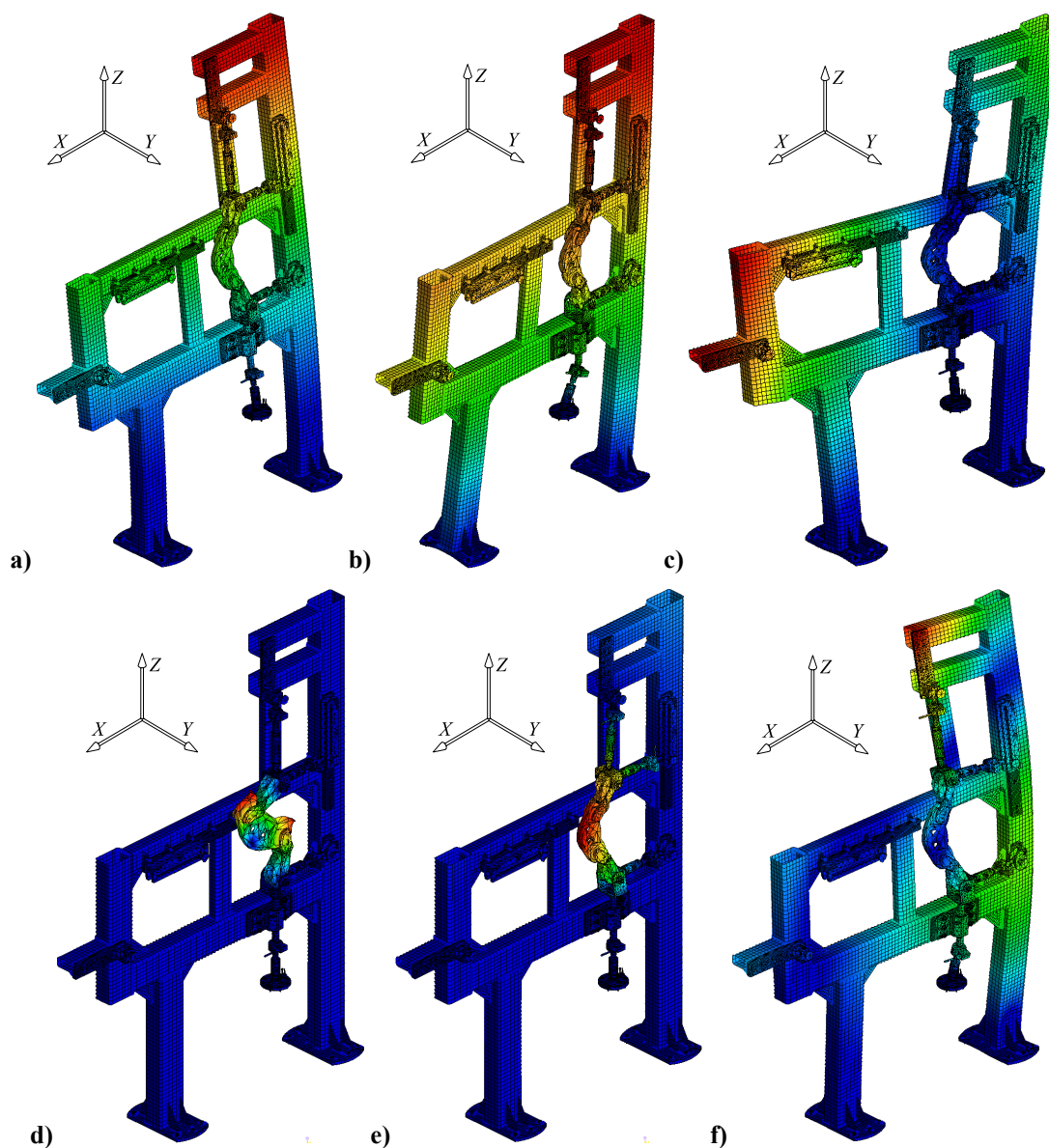
Slika 4.37. VI. glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika, tri projekcije

Pri četvrtoj glavnoj formi vibriranja, okvir miruje, dok rastojnik ulazi u rezonantno područje. Ova forma vibriranja nije relevantna zbog minimalnog pomaka referentnih točaka.

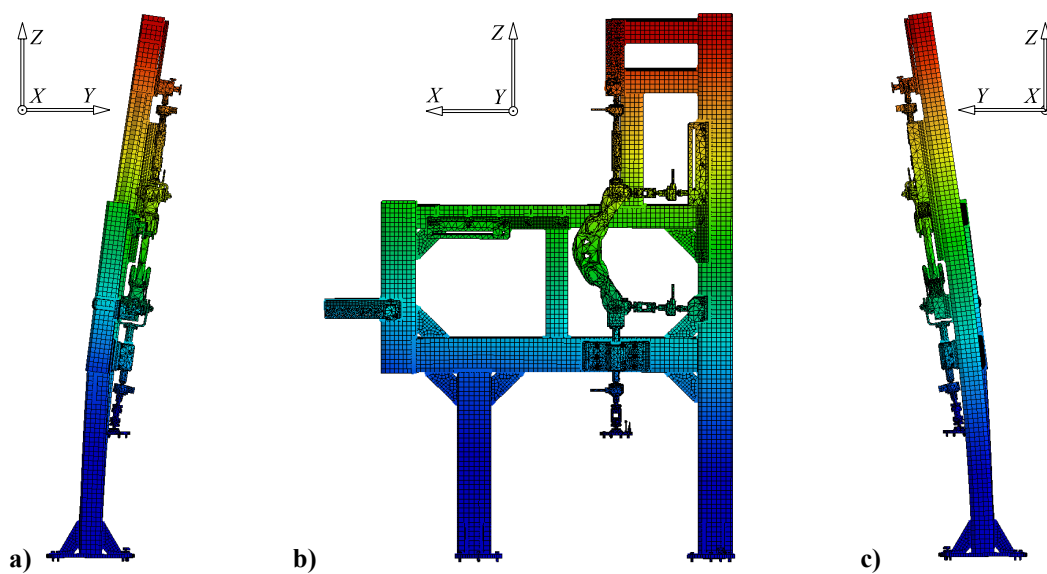


Slika 4.38. Glavna forma vibriranja rastojnika: a) pozicioniran na uređaj, b) sâm rastojnik (1/2 modela)

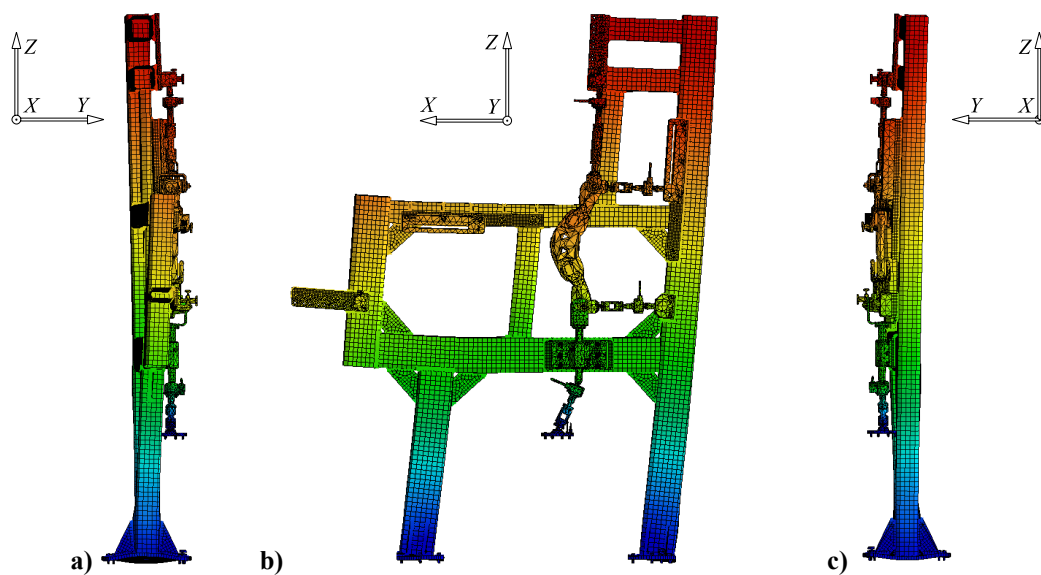
4.2.5.2. Glavne forme vibriranja uređaja, vertikalni položaj



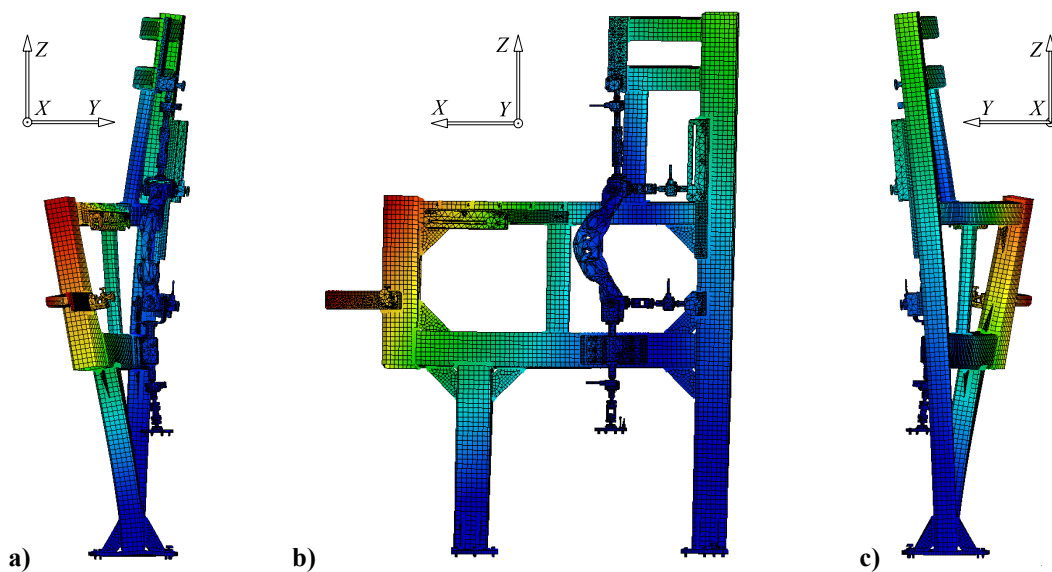
Slika 4.39. Prvih šest glavnih formi vibriranja uređaja, vertikalni položaj: a) I. forma, b) II. forma, c) III. forma, d) IV. forma, e) V. forma, f) VI. forma



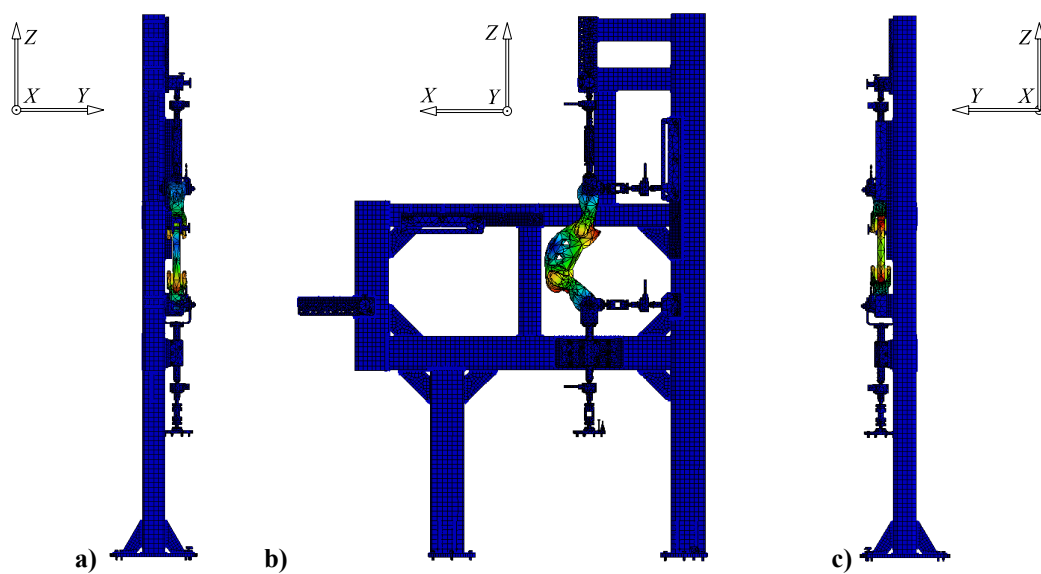
Slika 4.40. I. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije



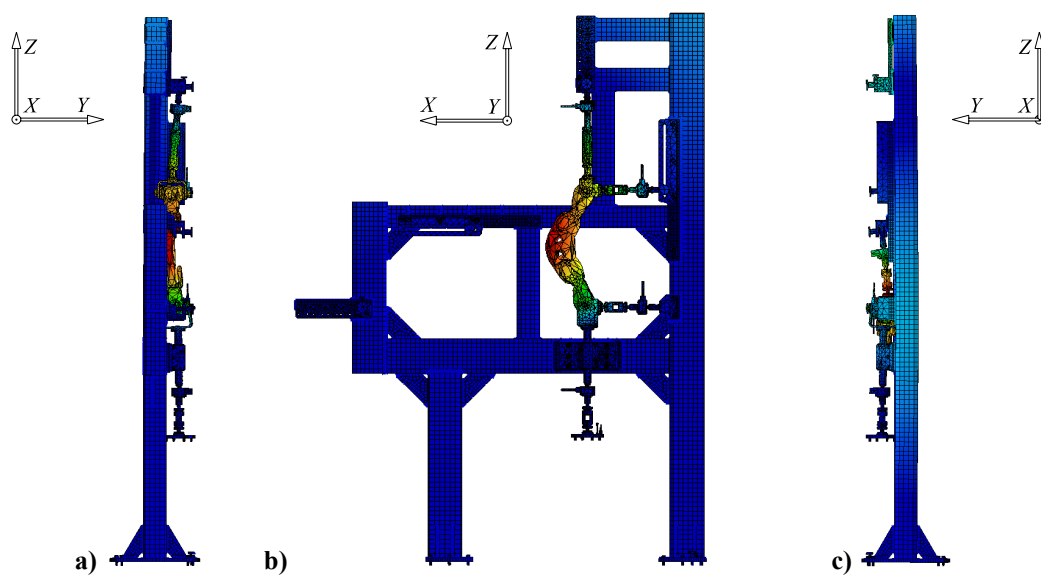
Slika 4.41. II. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije



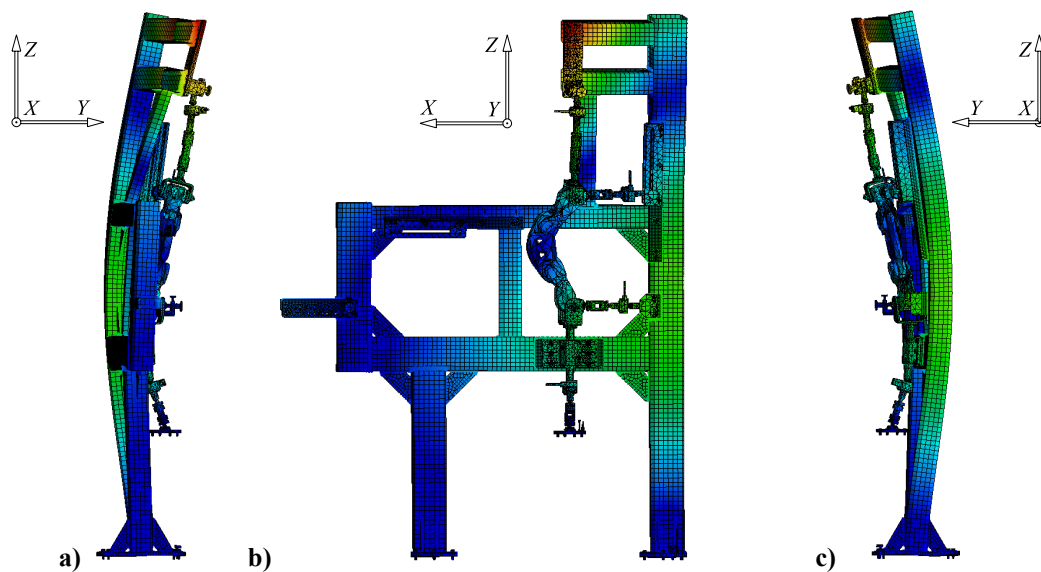
Slika 4.42. III. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije



Slika 4.43. IV. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije



Slika 4.44. V. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije



Slika 4.45. VI. glavna forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika, tri projekcije

4.2.5.3. Usporedba formi vibriranja za horizontalni i vertikalni položaj

Usporedbom podataka iz tablice 4.4. te sa slika 4.31. i 4.39., može se zamijetiti znatna sličnost dobivenih rezultata za horizontalni i vertikalni položaj. Razlog sličnosti je u malim razlikama položaja geometrije štapova koji zgloбно pričvršćuju rastojnik za okvir, kao i položaja rastojnika. Određene razlike ipak postoje, baš zbog različitih položaja geometrija. Budući da prve tri glavne forme vibriranja imaju najveće amplitude pomaka referentnih točaka T_h i T_v prema rezultatima dinamičke analize (poglavlje 4.3.), ukratko su opisane.

Pri prvoj glavnoj formi vibriranja horizontalnog i vertikalnog položaja rastojnika-prigušivača (slike 4.31. a) i 4.39. a)), cijeli uređaj se savija oko osi X , a centar rotacije su podnožni limovi, tj. uklješteni vijci. Referentna točka T_v ima veću amplitudu pomaka u odnosu na referentnu točku T_h , ali budući da su pomaci većinom u smjeru osi Y (u smjeru osi Y se ne odvijaju mjerenja), ulazak u rezonantno područje ne bi trebao značajno negativno utjecati na tijek mjerenja mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača.

Druga glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika-prigušivača, slična je trećoj glavnoj formi za vertikalni položaj rastojnika prigušivača što je vidljivo usporedbom slika 4.31. b) i 4.39. c). Cijeli uređaj se savija oko osi X , Y i Z simultano, a referentne točke T_h i T_v imaju amplitude pomaka u smjeru osi X i Y koji su različitog intenziteta i smjera u odnosu na referentnu točku T , što može vrlo nepovoljno utjecati na tijek mjerenja.

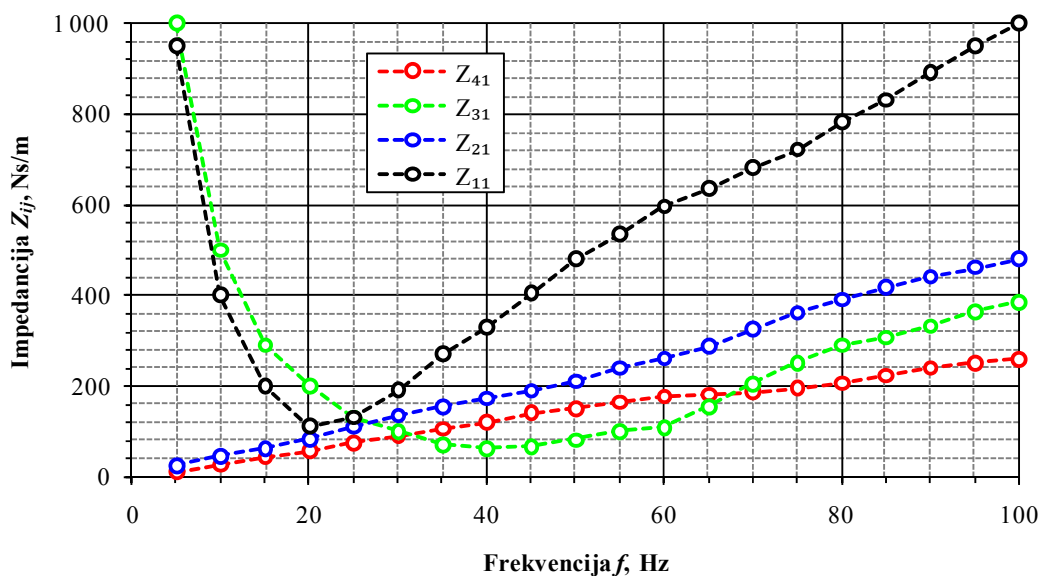
Treća glavna forma vibriranja za horizontalni položaj rastojnika-prigušivača, slična je drugoj glavnoj formi za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača što je vidljivo usporedbom slika 4.31. c) i 4.39. b). Cijeli uređaj se savija oko osi Y , tj. ima većinski pomak u smjeru osi X , što je posebno evidentno pri vrhu uređaja, gdje se nalazi referentna točka T_v .

Pri četvrtoj glavnoj formi vibriranja, rastojnik pozicioniran na uređaj ima identičnu glavnu formu vibriranja kao što je druga glavna forma rastojnika sâmog prema [2], tj. ruke rastojnika se protufazno približavaju i onda udaljavaju od ravnotežnog položaja (Slika 4.38.). Kao što je već navedeno, iz razloga malenih amplitude pomaka referentnih točaka T_h i T_v , ova se forma vibriranja zanemaruje

Bitno je napomenuti da je druga forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača najbitnija za ocjenu funkcionalnosti uređaja, zbog najveće amplitude pomaka referentnih točaka T_h i T_v u smjeru osi X , što može posebno nepovoljno utjecati na rezultate mjerenja mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača.

4.2.6. Sile u zglobovima rastojnika-prigušivača

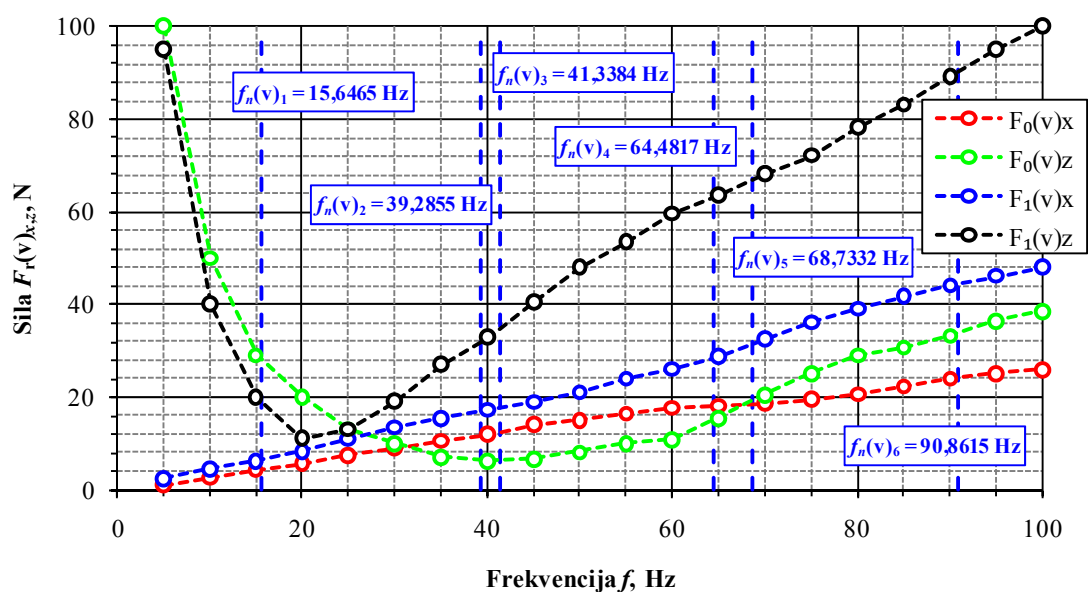
Impedancije u zglobovima rastojnika-prigušivača, preuzete su iz [3].



Slika 4.46. Ovisnost impedancije \hat{Z}_{ij} o frekvenciji f za vertikalni položaj

Rezultati impedancija su navedeni u ovisnosti amplitude sile o amplitudi brzine, stoga je moguće preračunati impedancije \hat{Z}_{ij} u sile $\hat{F}_i = \hat{F}_r(h, v)_{x,z}$ kojima rastojnik-prigušivač djeluje na okvir uređaja [4] uz uvjet (2.15) izrazom

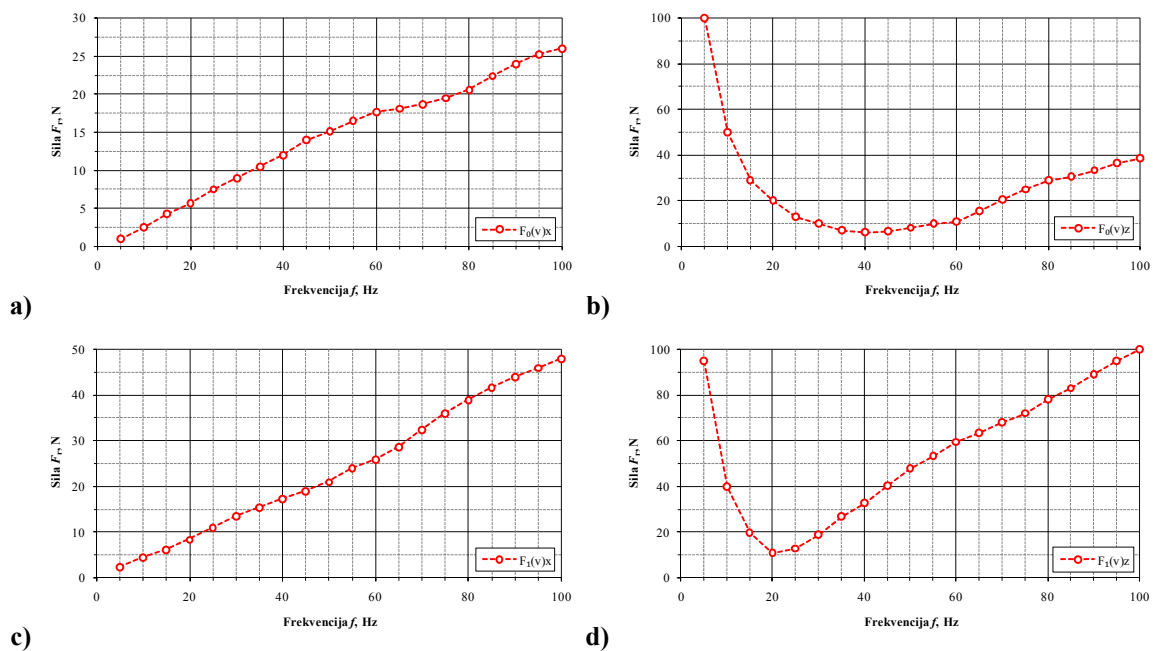
$$\hat{Z}_{ij} = \frac{\hat{F}_i}{\hat{v}_j} = \frac{\hat{F}_i}{i \cdot \Omega \cdot \hat{v}_j} \Rightarrow \hat{F}_i = \hat{Z}_{ij} \cdot \hat{v}_j = \hat{Z}_{ij} \cdot 0,1 \text{ N.} \quad (4.1)$$



Slika 4.47. Ovisnost sile $F_r(v)$ o frekvenciji f za vertikalni položaj

Slika 4.47. prikazuje sile $\hat{F}_r(h,v)_{x,z}$ kojima rastrojnik-prigušivač djeluje na okvir uređaja ovisno o frekvenciji f , za vertikalni položaj. Vertikalne plave isprekidane linije $(f_n(v))_{1,2,3,4,5,6}$ predstavljaju rezonantno područje za vertikalni položaj rastrojnika-prigušivača, a u slučaju horizontalnog položaja, linije su crvene boje $(f_n(h))_{1,2,3,4,5,6}$ – Slika 4.50.).

Budući da je amplituda sile promjenjiva, tj. mijenja se u ovisnosti o frekvenciji f , iznosi amplituda sile u rezonantnom području (ordinata) dobiveni su linearnom interpolacijom između dvije najbliže frekvencijske točke (apscisa). U svrhu prekrivanja frekvencijskog područja eolskih vibracija $f = 5 - 100$ Hz, korišten je alat *Frequency Modulation* unutar GSA modula koji omogućava dodavanje faktora $k_f(f)$ sili u frekvencijskom području.

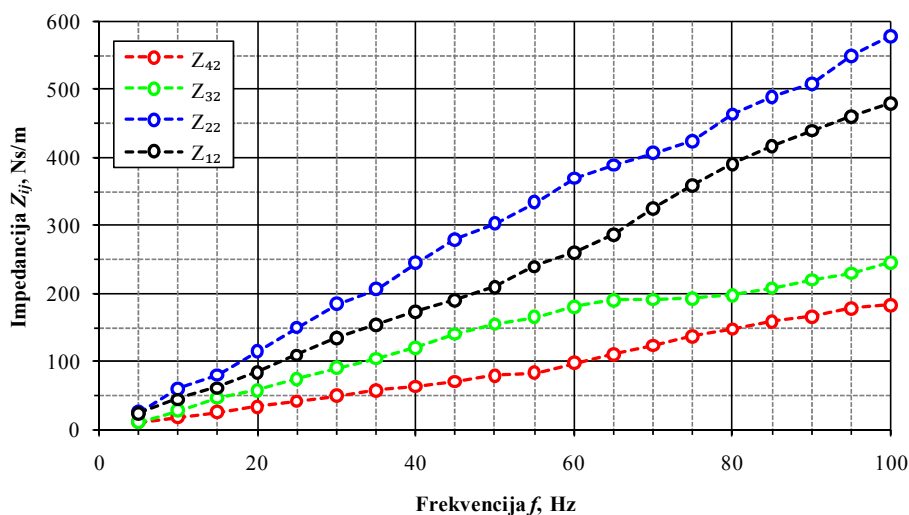
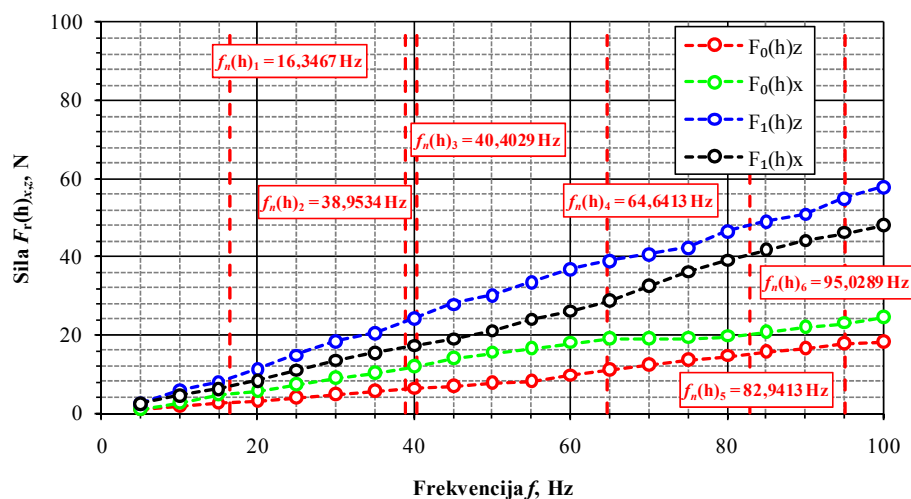
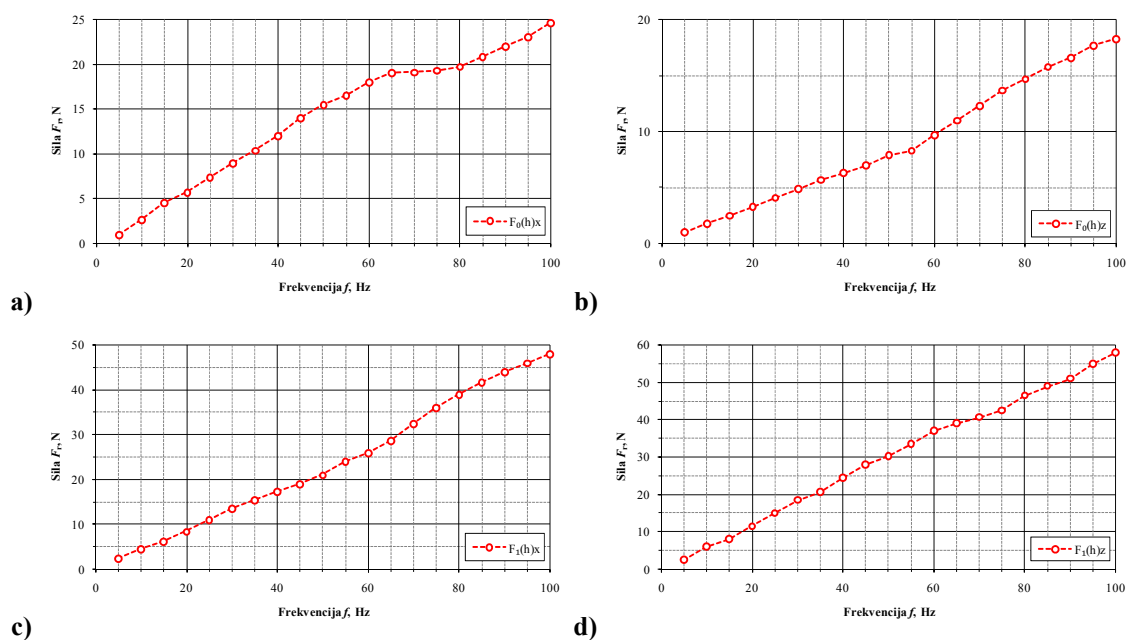


Slika 4.48. Dijagrami za alat *Frequency Modulation*: a) $F_0(v)_x$, b) $F_0(v)_z$, c) $F_1(v)_x$, d) $F_1(v)_z$

Slika 4.48. prikazuje četiri generirana dijagrama za po dvije komponente amplitude sile u svakom osloncu rastrojnika. Ordinata predstavlja faktor $k_f(f)$ kojim se množi sila, ovisno o frekvenciji. Budući da ordinata ujedno predstavlja i iznos amplitude sile, sve sile su prilikom „statičke analize“ (poglavlje 4.2.7.) zadane u jediničnom obliku

$$F_{jed} = 1 \text{ N}, \quad k_f(f) = \frac{F_r(h,v)_{x,z}(f)}{F_{jed}} \Rightarrow \hat{F}(f) = k_f(f) \cdot F_{jed}. \quad (4.2)$$

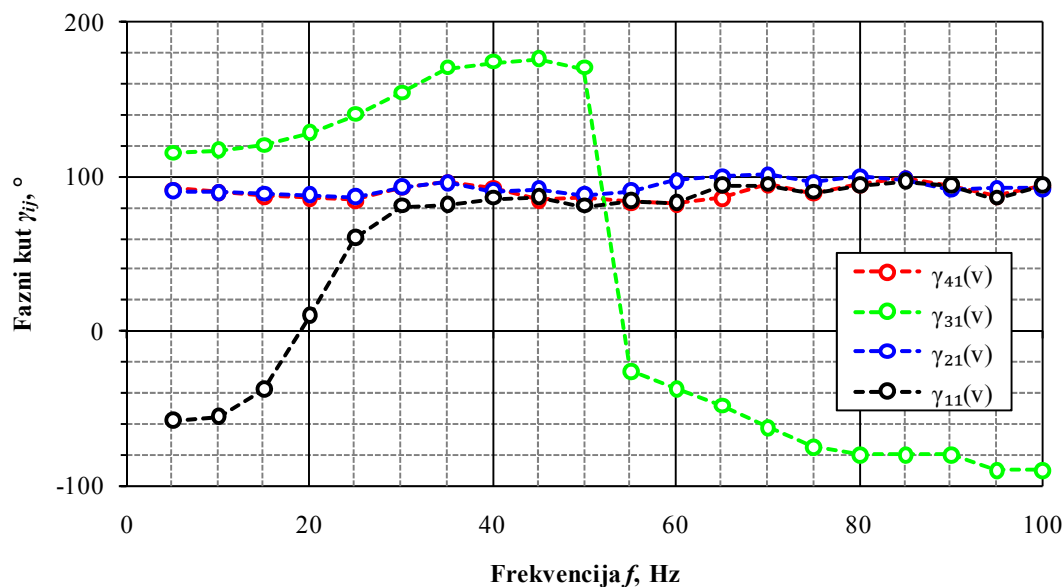
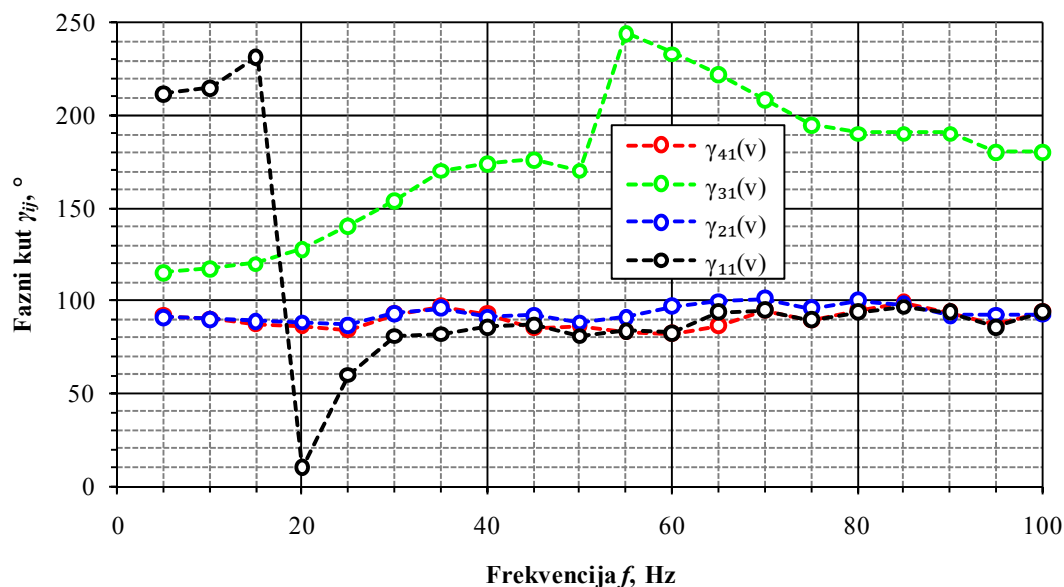
Zadavanjem sile u „statičkoj analizi“ kao jedinične sile F_{jed} , znatno je pojednostavnjen proračunski model iz razloga što nije potrebno otvarati više *Static Case*-ova za svaki pojedini slučaj iznosa sile. U dinamičkoj analizi (*Dynamic Case*), promjenjivost se postiže korištenjem faktora $k_f(f)$.

Slika 4.49. Ovisnost impedancije \hat{Z}_{ij} o frekvenciji f za horizontalni položajSlika 4.50. Ovisnost sile $F_r(h)$ o frekvenciji f za horizontalni položajSlika 4.51. Dijagrami za alat *Frequency Modulation*: a) $F_0(h)_x$, b) $F_0(h)_z$, c) $F_1(h)_x$, d) $F_1(h)_z$

Tablica 4.5. Sile F_r u oslancima rastojnika-prigušivača

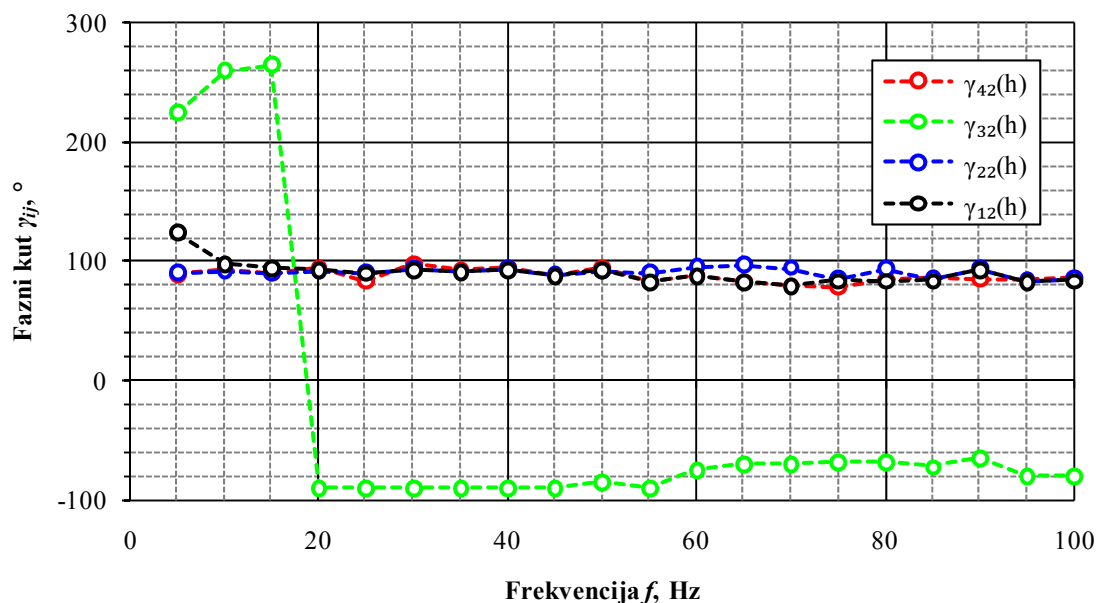
Komponenta sile				Iznos sile F_r , N
$F_0(h)_z$	$F_0(h)_x$	$F_1(h)_z$	$F_1(h)_x$	1,0
$F_0(v)_x$	$F_0(v)_z$	$F_1(v)_x$	$F_1(v)_z$	1,0

Konačni podaci za jedinične sile iščitani su iz tablice 4.5. te unešeni u GSA formu statičkog i dinamičkog opterećenja za sve slučajeve promatranih frekvencija $f = 5 - 100$ Hz.

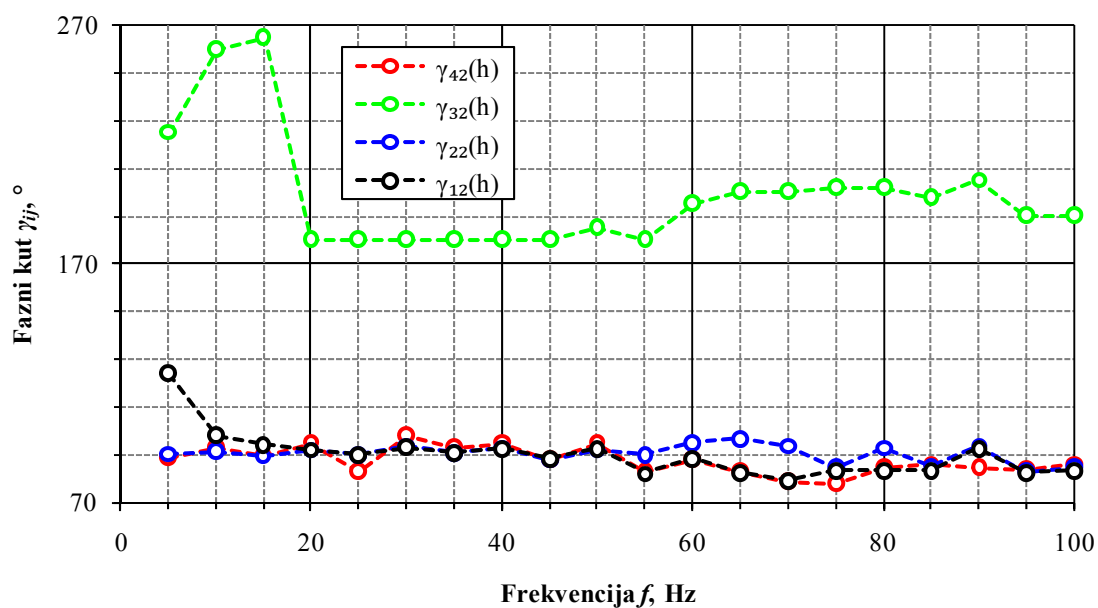
Slika 4.52. Ovisnost faznog kuta γ_{ij} o frekvenciji za vertikalni položajSlika 4.53. Ovisnost faznog kuta γ_{ij} o frekvenciji za vertikalni položaj – korigirani predznak

Budući da i fazni kut sile γ_{ij} ovisi o frekvenciji f , korelacija je prezentirana u dijagramima sa slika 4.52. i 4.53. (uz korekcijski faktor $+270^\circ$ za sve negativne kuteve) [3].

Ista procedura provedena je i za horizontalni položaj rastojnika-prigušivača.



Slika 4.54. Ovisnost faznog kuta γ_{ij} o frekvenciji za horizontalni položaj



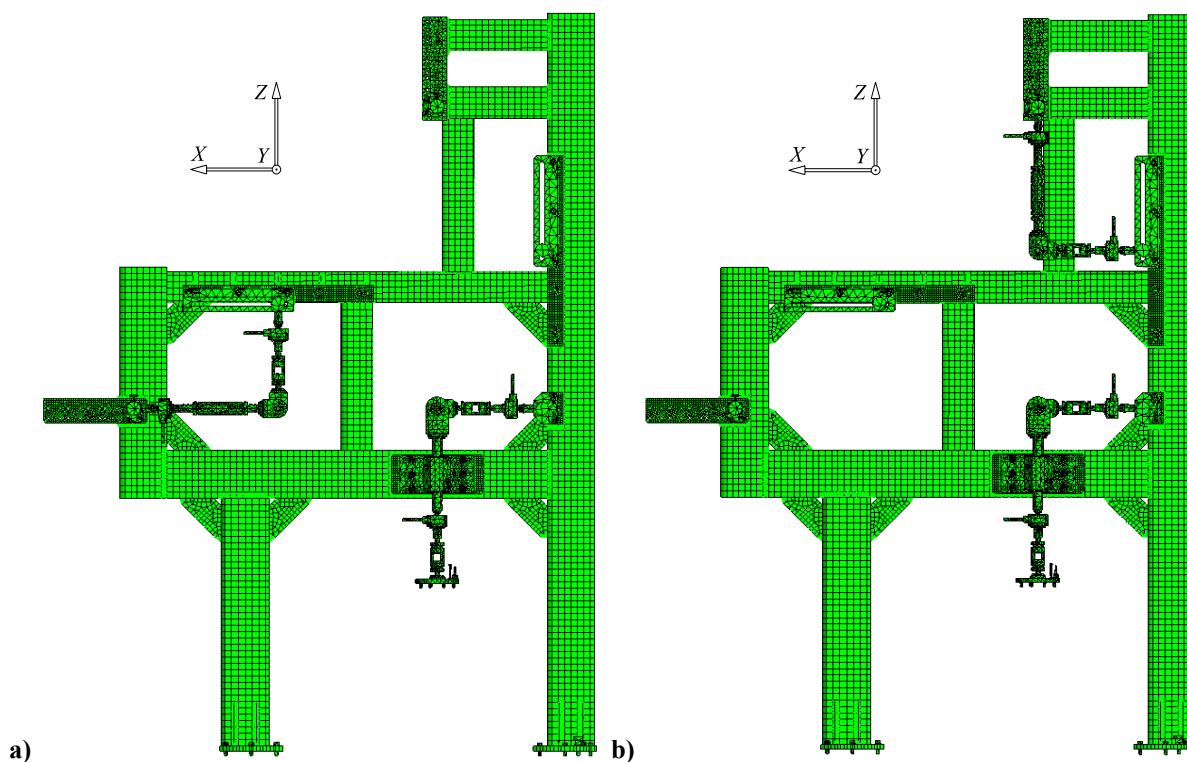
Slika 4.55. Ovisnost faznog kuta γ_{ij} o frekvenciji za horizontalni položaj – korigirani predznak

Budući da unutar Catia GSA modula u reviziji R18 nije moguće definirati varijabilni faktor promjene faznog kuta ovisno o frekvenciji, za rezonantna područja je iznos faznog kuta dobiven linearnom interpolacijom dvije susjedne vrijednosti pomoću matematičke jednadžbe pravca kroz dvije točke i unesen „ručno“ za svaki pojedini inkrement dinamičke analize

$$y = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}(x - x_1) \Rightarrow \gamma_{ij} = \gamma_1 + \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{f_2 - f_1}(f - f_1). \quad (4.3)$$

4.2.7. Môdalna analiza uređaja bez rastojnika-prigušivača

Budući da je u silama zglobova iz poglavlja 4.2.6. uračunat utjecaj rastojnika na okvir, postavljen je novi proračunski model sa mrežom KE u koji nije uključen rastojnik te je na njemu provedena konačna môdalna i dinamička analiza. Rubni uvjeti, materijali i raspodjela geometrije su identični kao i u prethodnom proračunskom modelu.

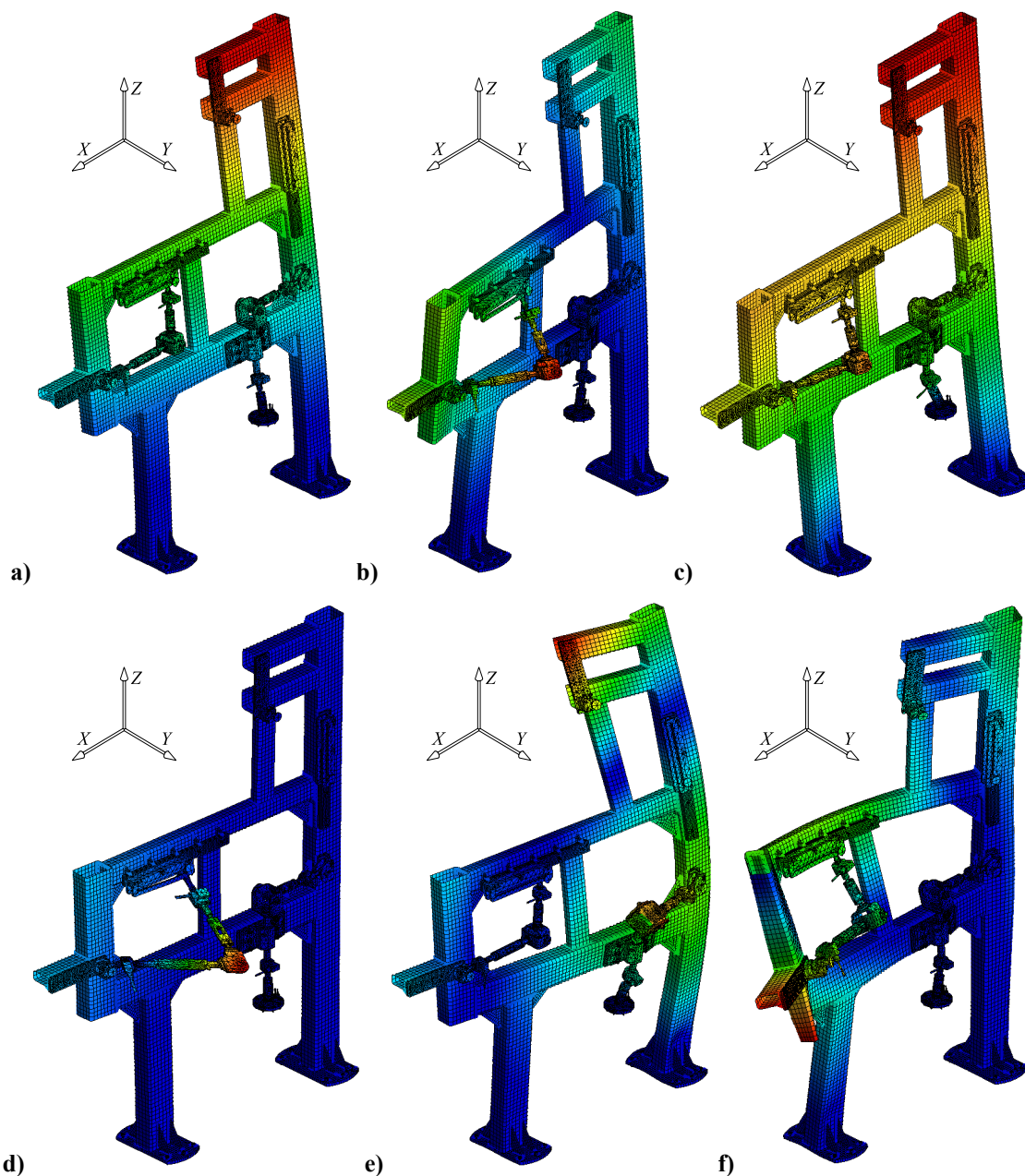


Slika 4.56. Mreže PM uređaja bez rastojnika: a) horizontalni položaj, b) vertikalni položaj

Tablica 4.6. prikazuje nove iznose vlastitih frekvencija uređaja bez rastojnika.

Tablica 4.6. Vlastite frekvencije PM II. za horizontalni i vertikalni položaj bez rastojnika

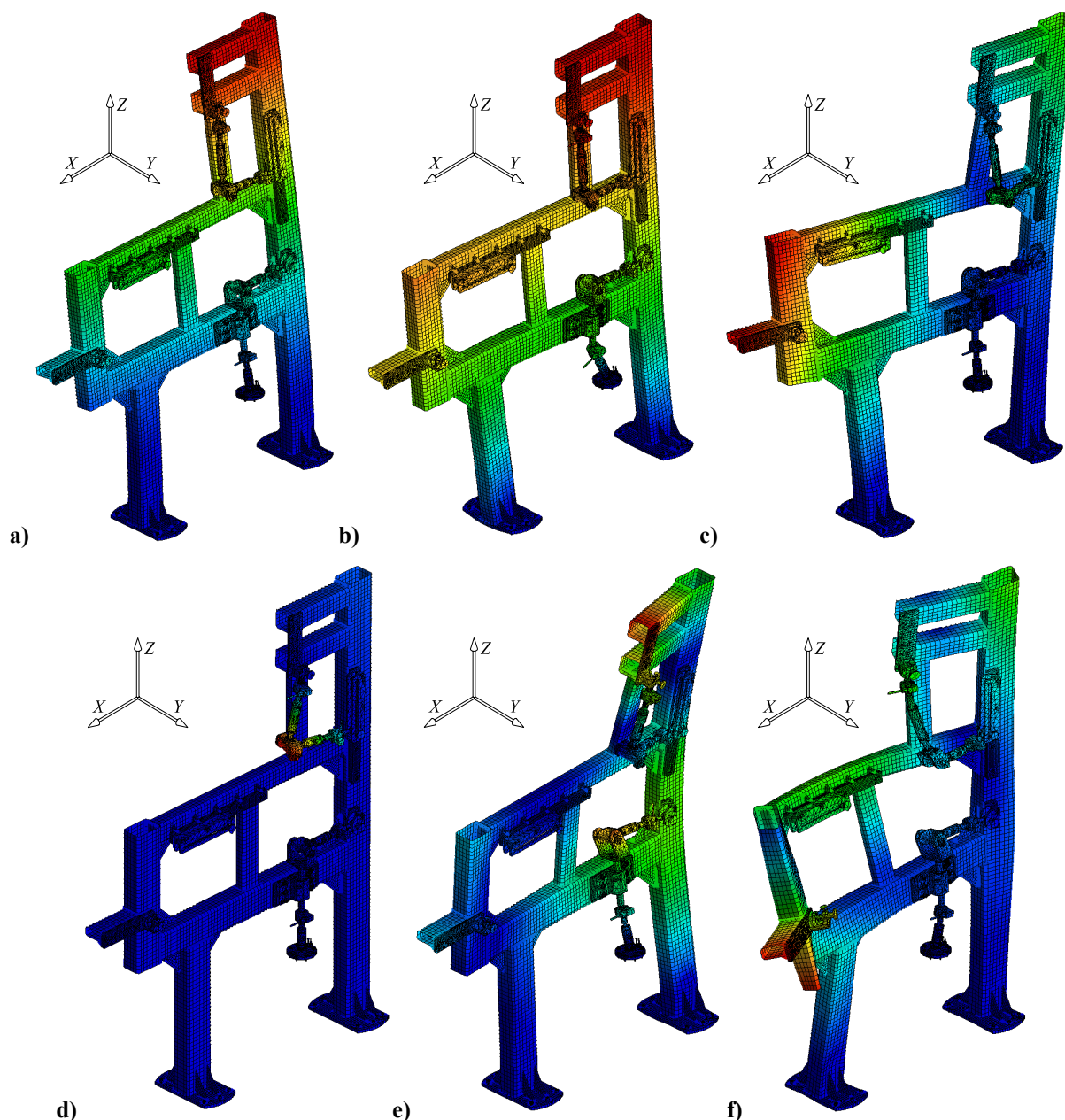
Forma vibriranja (bez rastojnika)	Vlastita frekvencija f_n , Hz
1 (horizontalni položaj)	16,3624
2 (horizontalni položaj)	38,5651
3 (horizontalni položaj)	40,7451
4 (horizontalni položaj)	51,0341
5 (horizontalni položaj)	91,3352
6 (horizontalni položaj)	115,6010
1 (vertikalni položaj)	15,7399
2 (vertikalni položaj)	39,8359
3 (vertikalni položaj)	41,2672
4 (vertikalni položaj)	48,7390
5 (vertikalni položaj)	89,5846
6 (vertikalni položaj)	117,8340



Slika 4.57. Prvih šest glavnih formi vibriranja uređaja bez rastojnika, horizontalni položaj: a) I. forma, b) II. forma, c) III. forma, d) IV. forma, e) V. forma, f) VI. forma

Vizualnom usporedbom sa formama vibriranja uređaja sa uključenim rastojnikom (Slika 4.31.), može se primijetiti da nema velike razlike u prve tri forme, kao ni u iznosima vlastitih frekvencija prema tablici 4.6. Kao što će kasnije pokazati dinamička analiza uređaja, najveći iznosi amplitude pomaka se nalaze baš u području druge i treće vlastite frekvencije ($f_n \cong 40 - 45 \text{ Hz}$), stoga je poklapanje modalne analize oba proračunska modela (sa i bez rastojnika) vrlo prikladno za numeričku verifikaciju dinamičke analize.

U horizontalnom položaju, ponovno se pokazuje najbitnijom treća forma vibriranja pri kojoj se cijeli rastojnik zakreće oko osi Y , tj pomiče u smjeru osi X .



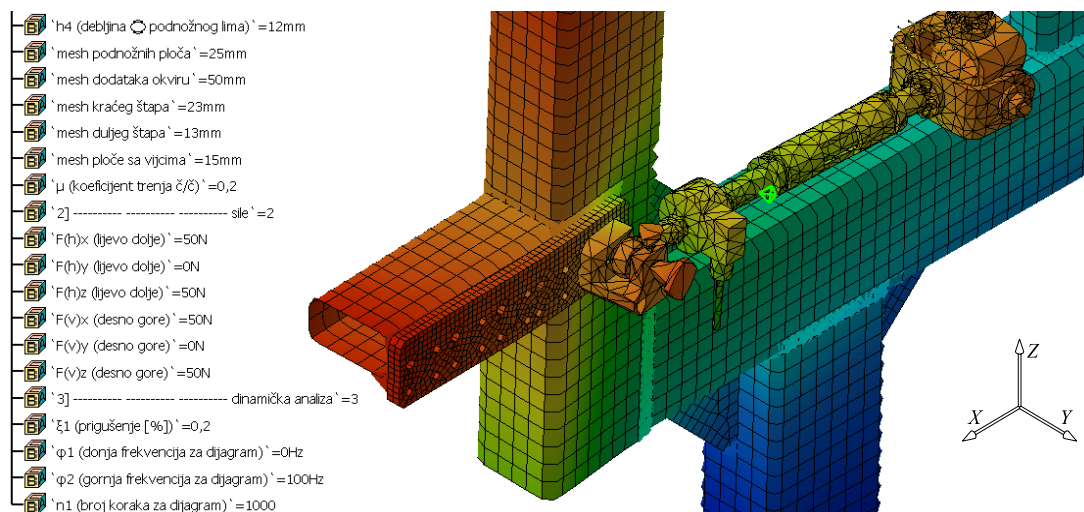
Slika 4.58. Prvih šest glavnih formi vibriranja uređaja bez rastojnika, vertikalni položaj: a) I. forma, b) II. forma, c) III. forma, d) IV. forma, e) V. forma, f) VI. forma

Slično kao i u horizontalnom položaju, glavne forme vibriranja bez rastojnika-prigušivača se dobro poklapaju sa formama vibriranja proračunskog modela sa uključenim rastojnikom (Slika 4.39.).

U vertikalnom položaju, najbitnija je druga forma vibriranja radi smjera gibanja u smjeru osi glavne osi X globalnog koordinatnog sustava. Prva, druga i treća forma vibriranja će pokazati najveće amplitudu pomaka referentne točke T_v pri dinamičkoj analizi, za red veličine veće od pomaka referentne točke T_h u horizontalnom položaju uzbude. S obzirom na položaj referentne točke T_v , to je očekivan dinamički odziv konstrukcije uređaja.

4.2.8. „Statička analiza“ u Catia V5 GSA modulu

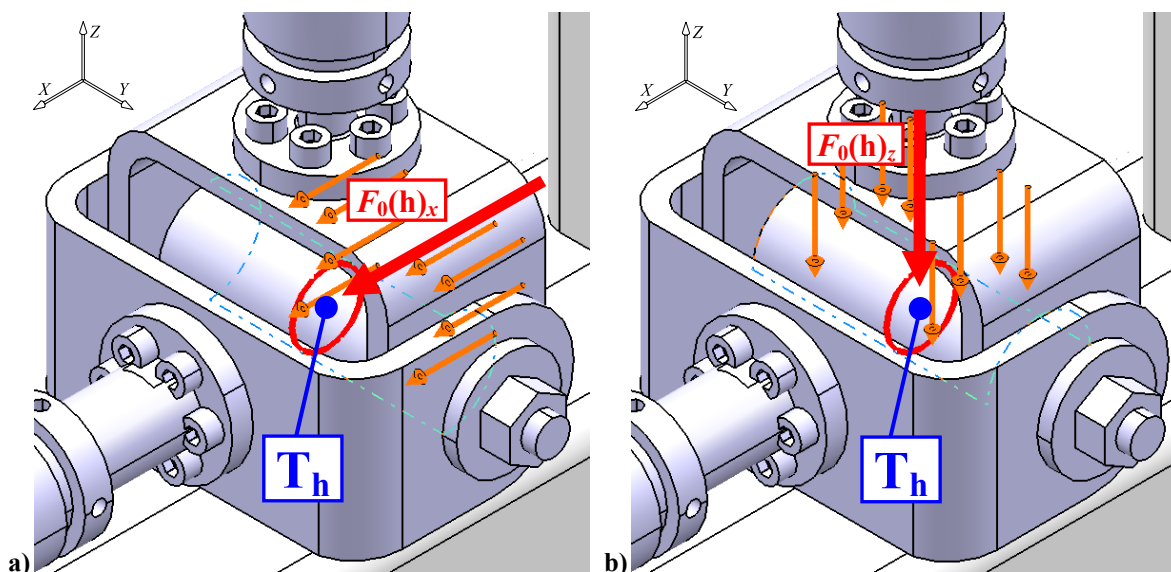
„Statička analiza“ izvršena je u GSA modulu za dva položaja: horizontalni i vertikalni položaj rastojnika-prigušivača, prema definiranim RU iz mōdalne analize i podacima za sile u zglobovima iz tablice 4.5. Silama je parametarski zadani jednak iznos (sile $F_{jed} = 1 \text{ N}$) i vektorski suprotan smjer od sila na slici 2.7.



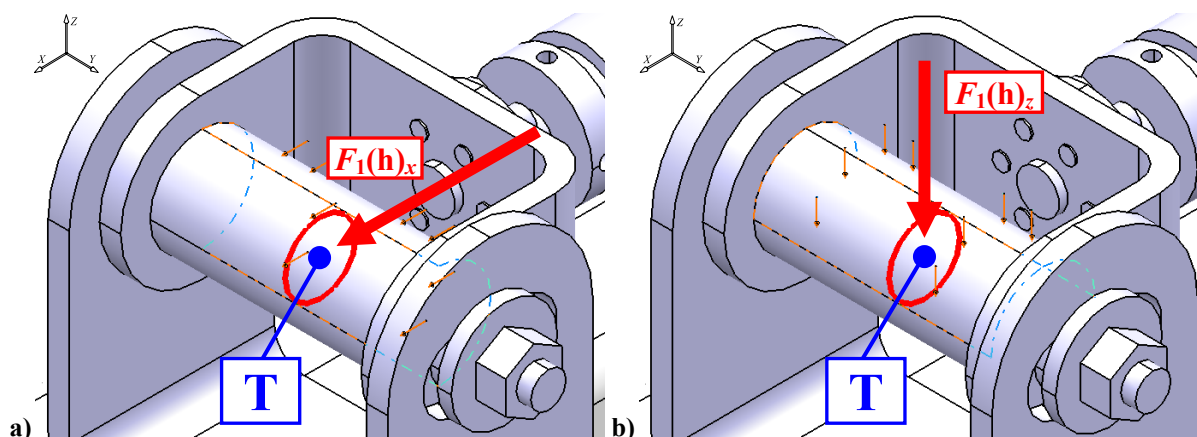
Slika 4.59. Primjer parametrizacije faktora PM

4.2.8.1. „Statička analiza“ za horizontalni položaj rastojnika-prigušivača

Sila $F_r(h)$ (podaci iz tablice 4.5.) je parametarski zadana na $\frac{1}{2}$ površine plašta osovine za slučaj horizontalnog položaja, prema globalnom koordinatnom sustavu. Svaka komponenta sile zadana je odvojeno u zasebnom *Static Case*-u, ovisno o tome na koji segment površine plašta cilindra djeluje, što vrijedi i za vertikalni položaj rastojnika.



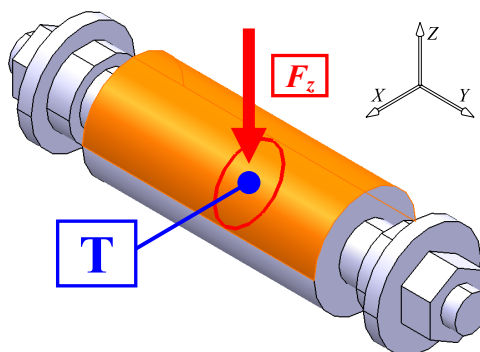
Slika 4.60. Sile $F_0(h)_{x,z}$ na $\frac{1}{2}$ plašta osovine fiksnog oslonca: a) Case 1, b) Case 2



Slika 4.61. Sile $F_1(h)_{x,z}$ na $\frac{1}{2}$ plašta osovine pomičnog oslonca: a) Case 3, b) Case 4

Izraz za površine plašteva A_h (H fiksni oslonac) i A_p (pomični oslonac) glasi

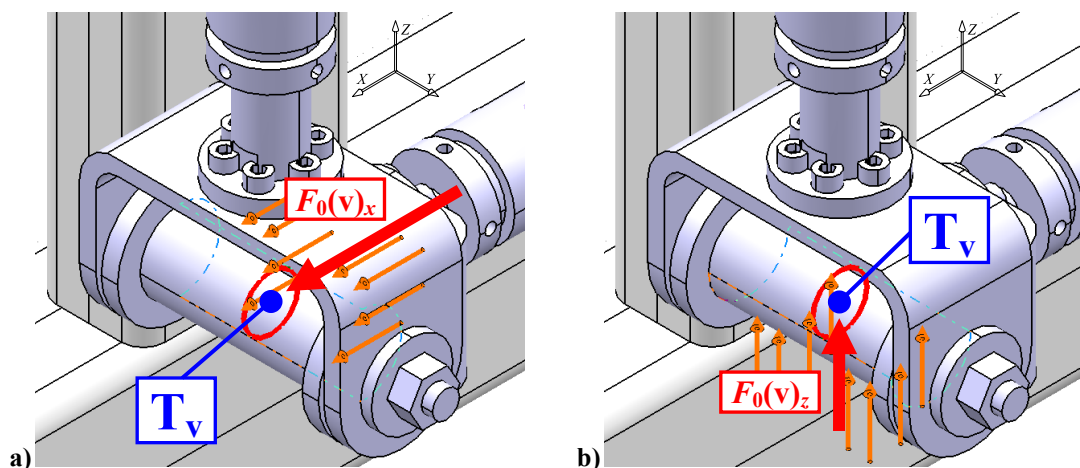
$$A_h = A_p = A_{pl} = r_{os} \cdot \pi \cdot h_{os} \text{ mm}^2 \Rightarrow \frac{A_h}{2} = \frac{A_p}{2} = \frac{A_{pl}}{2}. \quad (4.4)$$



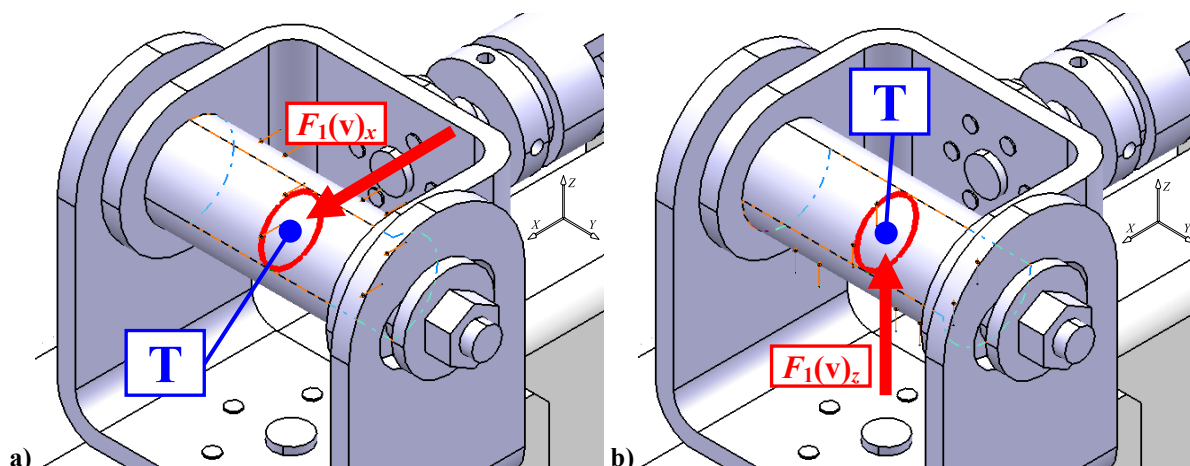
Slika 4.62. Djelovanje sile u smjeru osi Z na $\frac{1}{2}$ cilindrične površine plašta osovine

4.2.8.2. „Statička analiza“ za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača

Sila $F_r(v)$ (podaci iz tablice 4.5.) je parametarski zadana na $\frac{1}{2}$ površine plašta osovine za slučaj vertikalnog položaja rastojnika prema globalnom koordinatnom sustavu.



Slika 4.63. Sile $F_0(v)_{x,z}$ na $\frac{1}{2}$ plašta osovine fiksnog oslonca: a) Case 5, b) Case 6



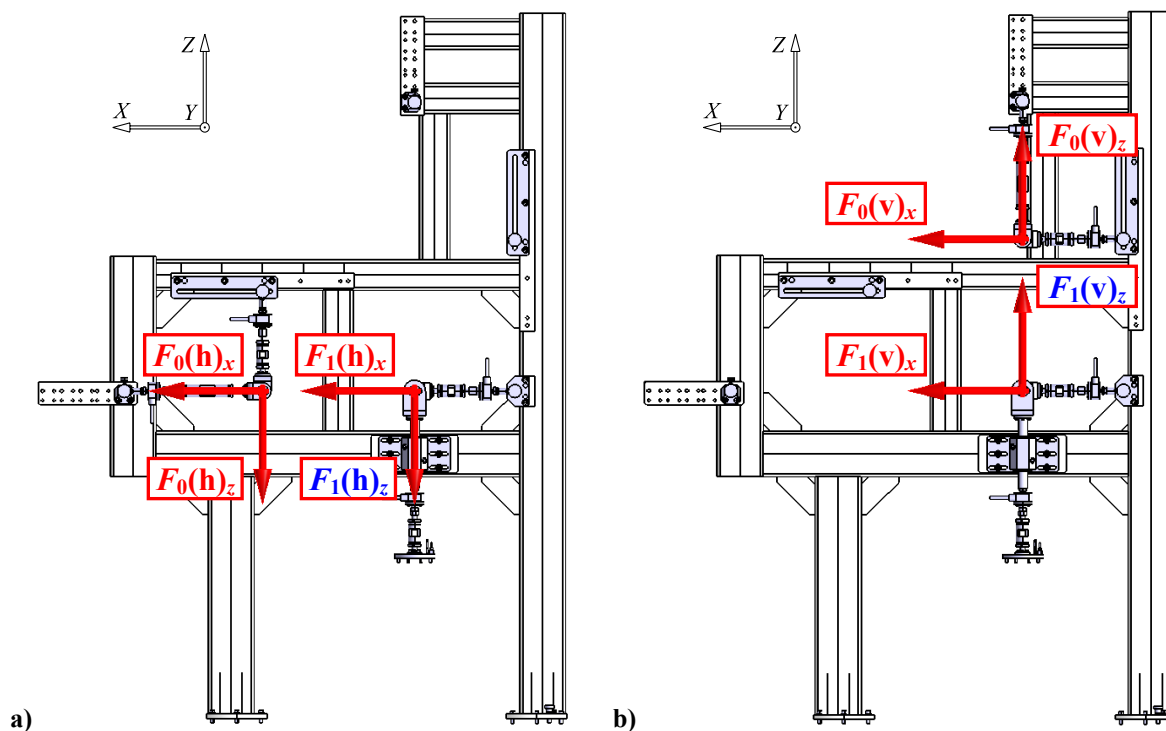
Slika 4.64. Sile $F_1(v)_{x,z}$ na $\frac{1}{2}$ plašta osovine pomičnog oslonca: a) Case 7, b) Case 8

Izraz za površine plašteva A_v (V fiksni oslonac) i A_p (pomični oslonac) glasi

$$A_v = A_p = A_{pl} = r_{os} \cdot \pi \cdot h_{os} \text{ mm}^2 \Rightarrow \frac{A_v}{2} = \frac{A_p}{2} = \frac{A_{pl}}{2}. \quad (4.5)$$

4.2.8.3. Konačni modeli statičkog opterećenja

Slika 4.65. prikazuje konačni model statičkog opterećenja. Horizontalni položaj objedinjuje Case-ove 1, 2, 3 i 4, dok vertikalni položaj objedinjuje Case-ove 5, 6, 7 i 8. Rezultati statičkih analiza korišteni su u poglavlju 4.2.9. kao varijabla dinamičke analize, uz uvjet da sile $F_1(h)_z$ i $F_1(v)_z$ ne djeluju na okvir i ne uzimaju se u obzir pri dinamičkoj analizi.

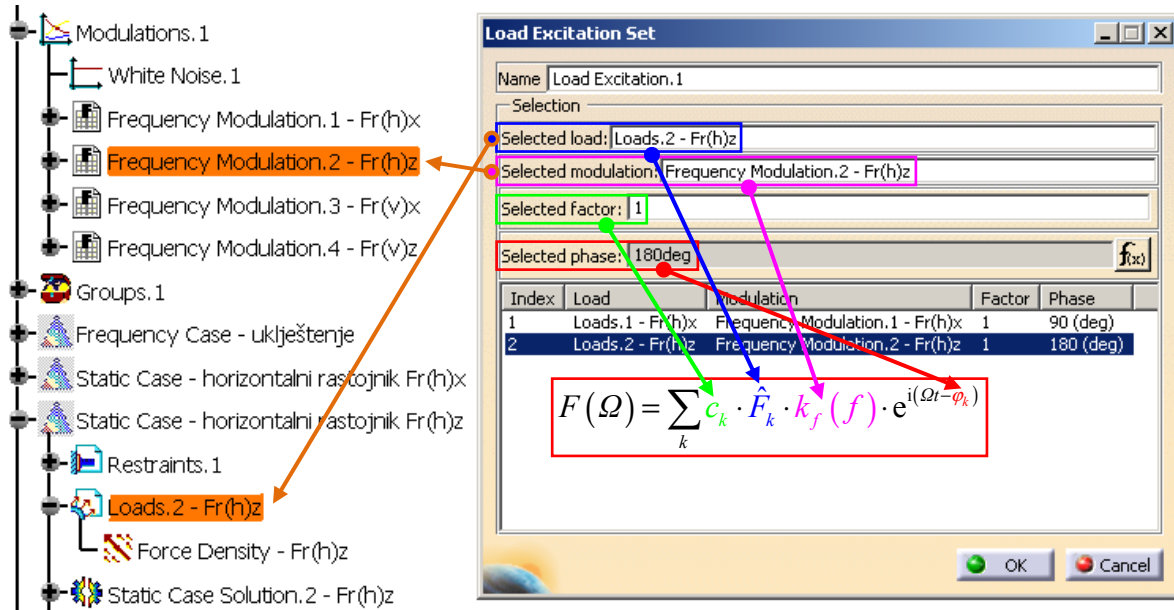


Slika 4.65. Model statičkog opterećenja za: a) horizontalni položaj, b) vertikalni položaj

4.2.9. Dinamička analiza u frekvencijskoj domeni

Dinamička analiza unutar GSA modula izvršena je sintezom mōdalne i statičke analize u frekvencijskom području $f = 5 - 100$ Hz za $F_{st} \Rightarrow F(t) = F_0 \sin(\Omega t)$. Izraz koji odgovara alatu *Load Excitation Set* za definiranje iznosa harmonične sile glasi [6], [11]

$$F_{st} \Rightarrow F(f) = \sum_k c_k \cdot \hat{F}_k \cdot k_f(f) \cdot e^{i(\Omega t - \phi_k)}. \quad (4.6)$$



Slika 4.66. Primjer definiranja parametara sile $F_0(h)_z$ dinamičke analize

Prema [6], [11], uz izraz (4.6), kompleksna uzbudna sila se može zapisati u obliku

$$c_k = 1 \Rightarrow \bar{F}(t) = k_f(f) \cdot \hat{F} \cdot e^{i(\Omega t - \phi)} = k_f(f) \cdot \hat{F} (\cos(\Omega t - \phi) + i \cdot \sin(\Omega t - \phi)). \quad (4.7)$$

Izraz (4.7) prema (4.2) vrijedi za ovaj slučaj dinamičke analize uz uvjet

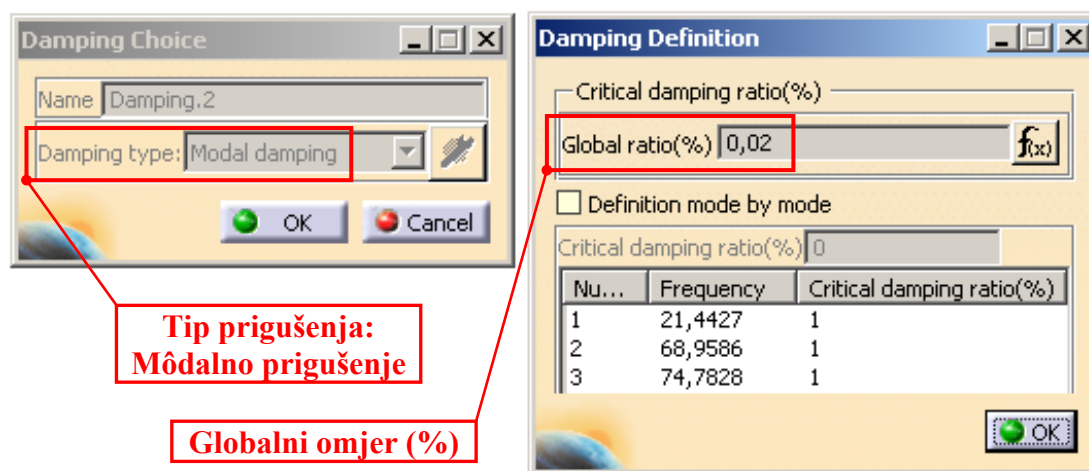
$$\hat{F} = k_f(f) \cdot F_{jed}. \quad (4.8)$$

I. slučaj dinamičke analize uzima u obzir rezultate mōdalne i „statičke analize“ (s obzirom na sile $F_r(h)_x$ i $F_r(h)_z$ u osloncima C_h (ref. točka T_h) i F_h (ref. točka T)) za horizontalni položaj rastojnika-prigušivača. II. slučaj dinamičke analize uzima u obzir rezultate mōdalne i „statičke analize“ (s obzirom na sile $F_r(v)_x$ i $F_r(v)_z$ u osloncima C_v (ref. točka T_v) i F_v (ref. točka T)) za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača. Vektorski zbroj u ovom slučaju nije korišten zato što svaka sila ima zasebni fazni pomak $\gamma(f)$ tj. $\phi(f)$ ovisan o frekvenciji, baš kao i faktor frekvencijske modulacije $k_f(f)$, stoga vrijede nejednakosti

$$F_r(h)(t) \neq \sqrt{(F_r(h)_x)^2 + (F_r(h)_z)^2}(t), F_r(v)(t) \neq \sqrt{(F_r(v)_x)^2 + (F_r(v)_z)^2}(t). \quad (4.9)$$

4.2.9.1. Prigušenje

U Catia GSA modulu *Harmonic Dynamic Response case*, ζ [%] je mōdalni bezdimenzijski faktor prigušenja koji je moguće zadati globalno za sve vlastite frekvencije f_n , ili partikularno ovisno o mōdu vibracija.



Slika 4.67. Primjer globalnog prigušenja ζ za sve f_n u Catia GSA modulu

Odabran je globalni faktor prigušenja cijele konstrukcije prema [14] i [27]

$$\zeta_{\text{odb}} = 2,0 \% . \quad (4.10)$$

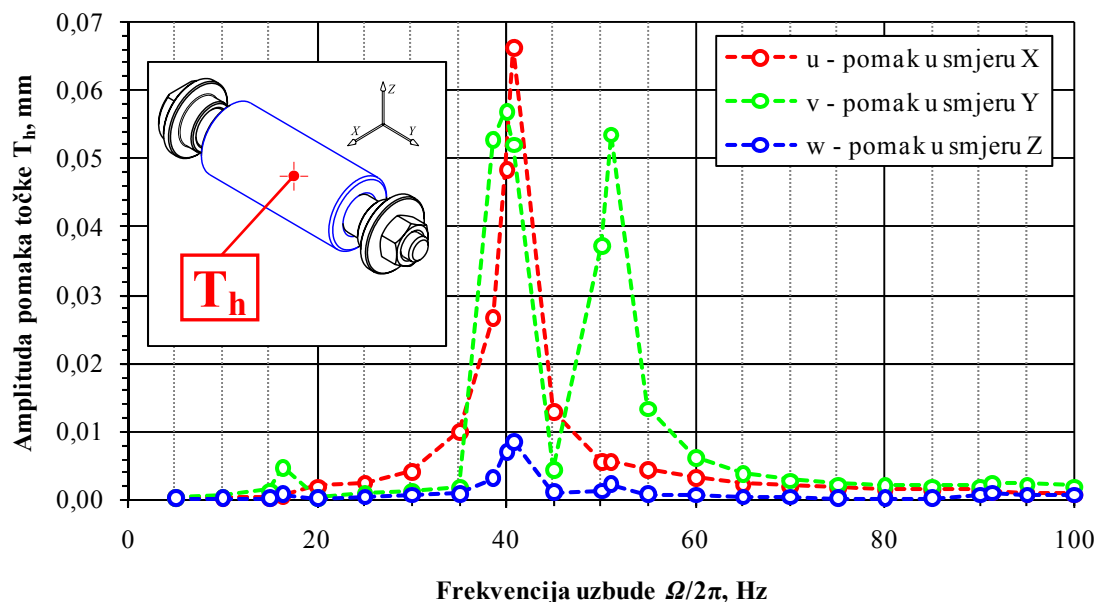
Pri odabiru bezdimenzijskog faktora prigušenja ζ , uzeto je u obzir da se konstrukcija uređaja sastoji većinom od čeličnih profila te da su spojevi elemenata vijčani i zavareni, no kako je teško objektivno procijeniti stvarni stupanj prigušenja, rezultatima valja pristupiti s oprezom.

Bitno je ponovno napomenuti da koeficijent prigušenja k torzijske opruge na obje ruke prigušivača nije unesen u proračunski model uređaja direktno, zbog nedostatka funkcionalnosti softvera, već indirektno preko sila u zglobovima rastojnika-prigušivača.

Nakon proračuna i odabira svih parametara dinamičkog proračunskog modela (mreže konačnih elemenata, rubni uvjeti, vlastite frekvencije okvira, sile, fazni kutevi, prigušenje itd.), kao i definiranja korelacija svih varijabli (komponente sila su direktno ovisne o brzini pomaka ruku, tj. frekvenciji, a isto vrijedi i za fazni kut kašnjenja sile), izračunata je amplituda pomaka referentnih točaka u frekvencijskoj domeni $f = 5 - 100$ Hz.

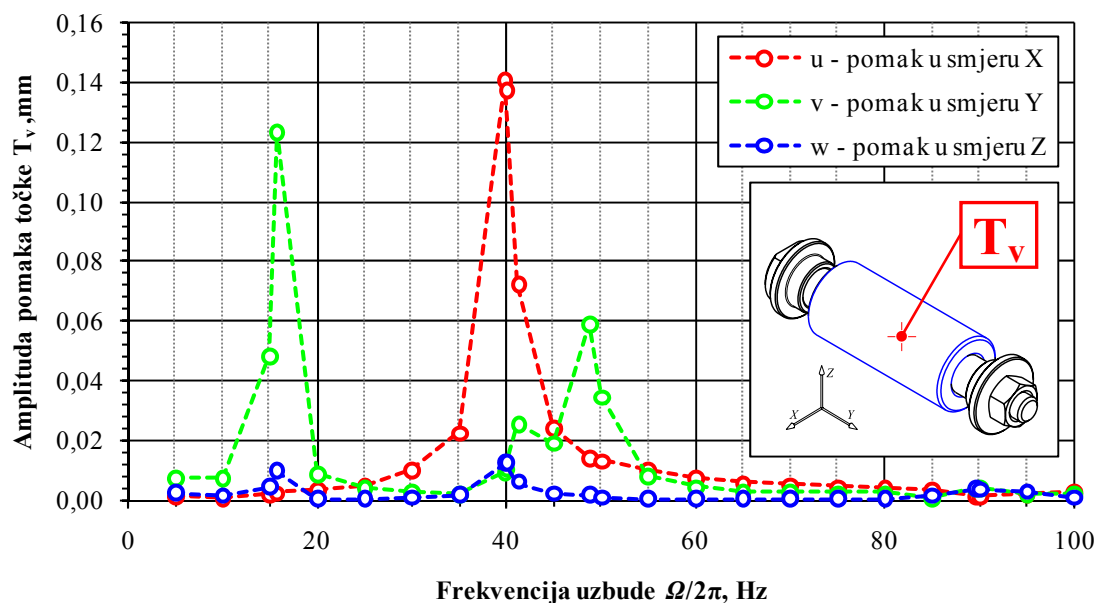
4.3. Rezultati dinamičke analize i interpretacija rezultata

Radi vizualne interpretacije rezultata, generirani su dijagrami ovisnosti amplitude pomaka referentne točke o frekvenciji uzbude u slučaju djelovanja harmonične uzbudne sile $F(t) = F_0 \sin(\Omega t)$ na okvir. Odvojeno su promatrani horizontalni i vertikalni položaj rastojnika.



Slika 4.68. Ovisnost amplitude pomaka o frekvenciji f za horizontalni položaj

Za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača, raspored amplitude pomaka referentne točke T_v je drugačiji zbog novog položaja i hvatišta sila te njihovog iznosa.



Slika 4.69. Ovisnost amplitude pomaka o frekvenciji f za vertikalni položaj

Rezultati amplituda pomaka su prikazani tablično za svaki pojedini slučaj rezonantne frekvencije f_n horizontalnog i vertikalnog položaja rastojnika-prigušivača.

Tablica 4.7. Amplitude pomaka točke T_h

No. (h)	$f_n(h)$, Hz	u_h , mm	v_h , mm	w_h , mm
1	16,3624	0,0005	0,0047	0,0007
2	38,5651	0,0267	0,0528	0,0031
3	40,7451	0,0663	0,0520	0,0085
4	51,0341	0,0056	0,0535	0,0021
5	91,3352	0,0011	0,0024	0,0008

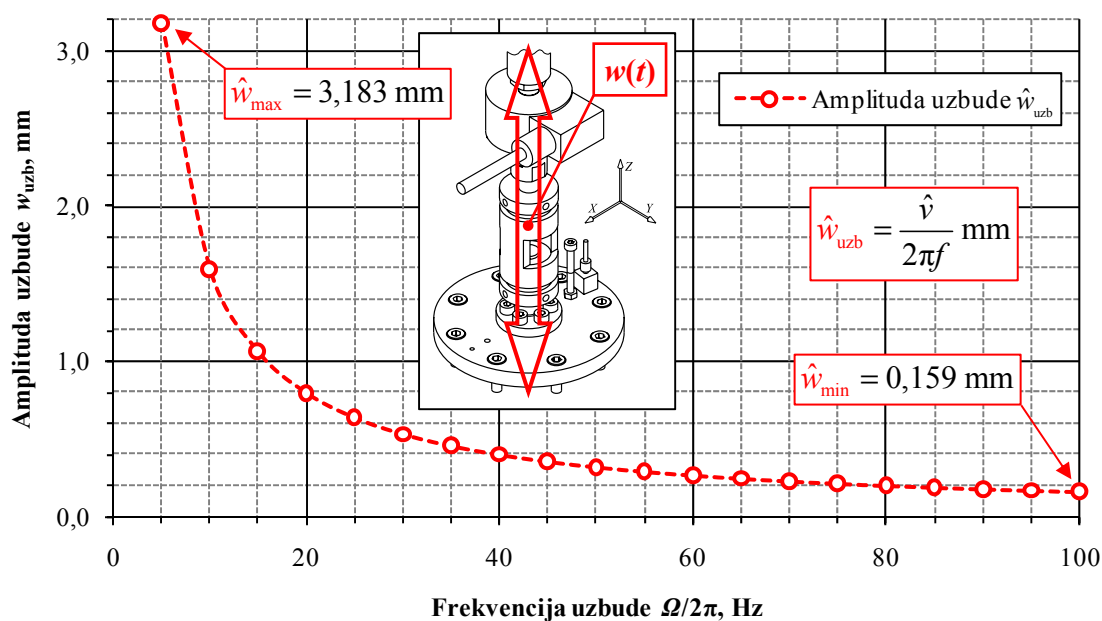
Tablica 4.8. Amplitude pomaka točke T_v

No. (v)	$f_n(v)$, Hz	u_v , mm	v_v , mm	w_v , mm
1	15,7399	0,0024	0,1234	0,0098
2	39,8359	0,1409	0,0095	0,0125
3	41,2672	0,0725	0,0254	0,0060
4	48,7390	0,0141	0,0589	0,0019
5	89,5846	0,0013	0,0038	0,0036

Potrebno je postaviti egzaktni kriterij dozvoljene amplitude pomaka ref. točaka T_h i T_v u odnosu na amplitudu kinematičke uzbude. Prema izrazu (2.16), vrijedi relacija

$$\hat{w}_{uzb}(f) = \frac{\hat{v}}{2\pi f} = \frac{0,1}{2\pi f} \cdot 10^3 \cong \frac{15,9155}{f} \text{ mm} \quad (4.11)$$

Prema relaciji (4.11) konstruiran je dijagram ovisnosti iznosa amplitude uzbude o frekvenciji uzbude $f_{uzb} = \Omega/2\pi$ prikazan na slici 4.70.

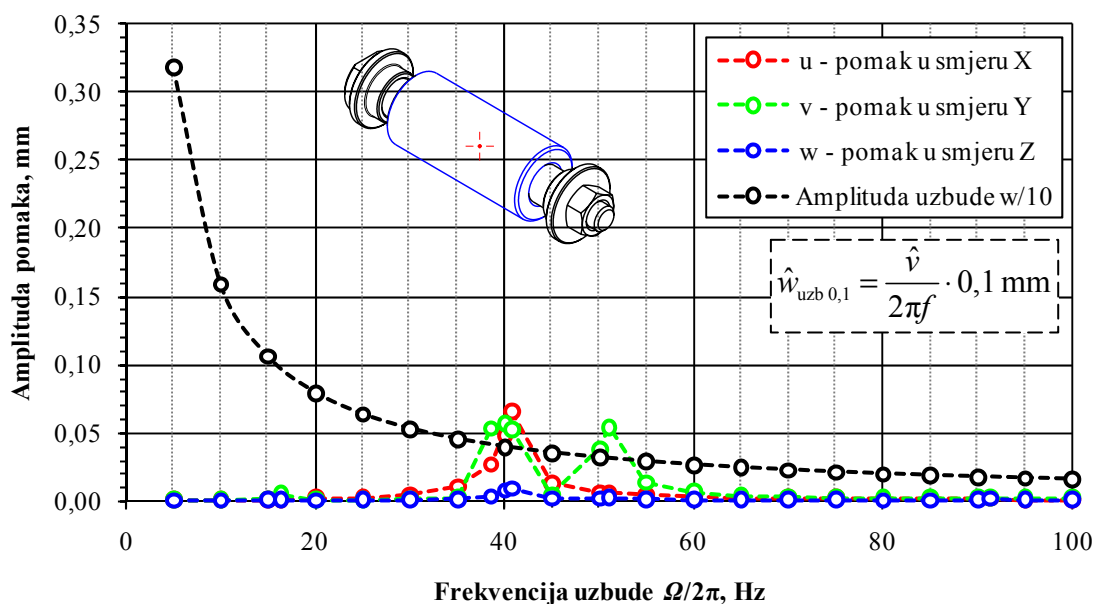


Slika 4.70. Ovisnost amplitude uzbude o frekvenciji uzbude

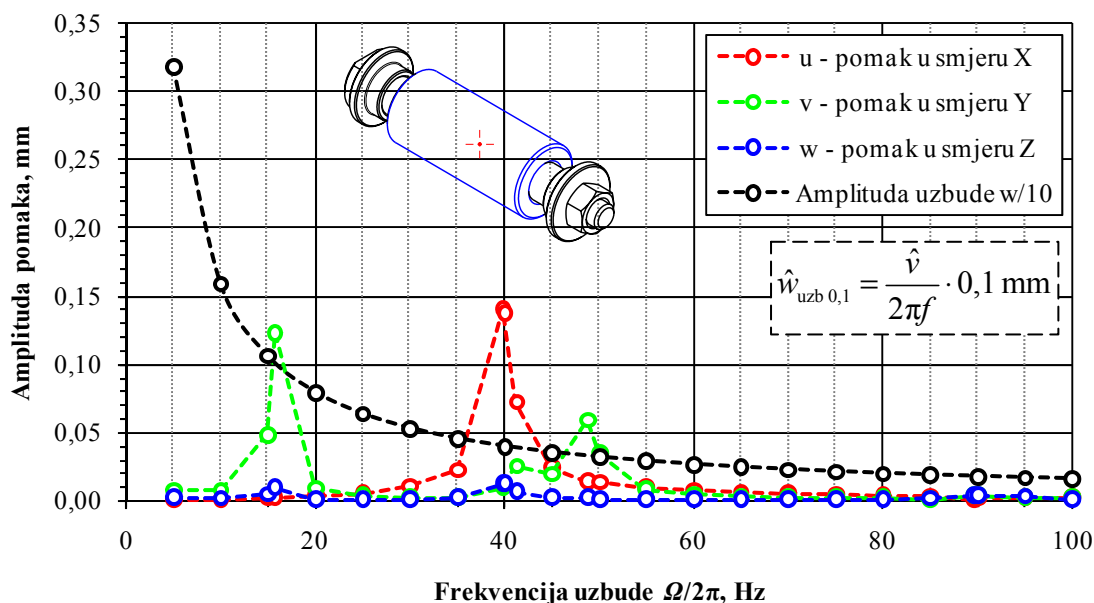
Odabrani kriterij dozvoljenog pomaka referentnih točaka T_h i T_v jest:

$$\hat{u}_{T_h, T_v}, \hat{v}_{T_h, T_v}, \hat{w}_{T_h, T_v} \leq \frac{\hat{w}_{uzb}}{10} = \hat{w}_{uzb} \cdot 0,1, \quad (4.12)$$

što znači da svaka amplituda pomaka referentnih točaka T_h i T_v smije biti unutar 10 % u odnosu na amplitudu uzbude, tj. svaka amplituda pomaka točaka T_h i T_v se mora nalaziti ispod krivulje amplitude uzbude (pomnožene sa faktorom 0,1) $\hat{w}_{uzb,0,1}$. Dijagrami sa slika 4.71. i 4.72. vizualno predložuju položaje krivulje uzbude $\hat{w}_{uzb,0,1}$ i krivulja odziva.



Slika 4.71. Usporedba amplituda pomaka za horizontalni položaj rastojnika



Slika 4.72. Usporedba amplituda pomaka za vertikalni položaj rastojnika

Iz dijagrama sa slika 4.71. i 4.72. te prema predviđanjima iz rezultata môdalne analize (poglavlje 4.2.5.3.), kao i prema tabličnim rezultatima dinamičke analize, evidentno je da je druga frekvencija vertikalnog položaja rastojnika-prigušivača $f_n(v)_2 = 39,84$ Hz, najbitnija za ocjenu funkcionalnosti uređaja budući da druga glavna forma vibriranja vertikalnog položaja ima najveću amplitudu pomaka u smjeru osi X .

U slučaju da je stvarni bezdimenzijski faktor prigušenja drugačiji nego predviđeni $\zeta_{odb} = 2$ % te da je amplituda pomaka još veća nego izračunata, može se donijeti kvalitativan zaključak o funkcionalnosti uređaja na temelju amplitude pomaka cijelog uređaja u smjeru osi X druge forme vibriranja. Budući da se cijeli uređaj pomiče istofazno u smjeru globalne osi X , na taj način referentne točke relativno miruju jedna u odnosu na drugu tj. relativna udaljenost među zglobovima C_v-F_v i B_v-G_v ostaje \cong konstantna što je pogodan faktor.

Za horizontalni i vertikalni položaj rastojnika-prigušivača, vidljivo je da je za funkcionalnost uređaja kritičan prolaz kroz područje $f_n \cong 37 - 55$ Hz te da mjerenja mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača u tom području mogu davati netočne rezultate zbog intenzivnih rezonantnih vibracija uređaja te povećanih amplituda pomaka \hat{u} , \hat{v} , \hat{w} referentnih točaka T_h i T_v kao posljedice. Prema dijagramu sa slike 4.72., vidljivo je i da u području prve vlastite frekvencije vertikalnog položaja $f_n \cong 16$ Hz postoji znatna amplituda pomaka u smjeru osi Y te i u tom području valja obratiti pažnju na rezultate mjerenja.

Značajno je primijetiti i da su (prema očekivanju s obzirom na položaj) iznosi amplitude pomaka vertikalne referentne točke T_v skoro duplo veći i intenzivniji od iznosa amplitude pomaka horizontalne referentne točke T_h .

Prema dijagramima sa slika 4.71. i 4.72., amplituda pomaka referentnih točaka u smjeru osi Y je značajna i veća od očekivane u horizontalnom (T_h) i vertikalnom (T_v) položaju iz razloga što u dinamičkom proračunskom modelu nije uključen rastojnik prigušivač koji bi pridonio krutosti spojeva te manjoj amplitudi pomaka. U stvarnom slučaju, tijekom dinamičkih eksperimentalnih mjerenja, za očekivati je da će amplitude pomaka biti manjeg iznosa u smjeru osi Y .

5. Zaključak

U radu je ukratko opisana pojava i problematika eolskih vibracija snopa vodiča, princip njihovog prigušenja korištenjem rastojnika-prigušivača te metoda ravnoteže energija koja se u praksi koristi za određivanje amplituda eolskih vibracija snopa vodiča. Snaga koju rastojnik-prigušivač disipira, funkcija je mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača, stoga je definirana matrica mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača te je prikazan model uređaja za eksperimentalno određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača, kao i način na koji se vrši mjerenje sila na stezaljke ruku rastojnika-prigušivača.

Rad je orijentiran formiranju numeričkog proračunskog modela koji pomoću MKE daje odgovor na pitanje o funkcionalnosti uređaja za eksperimentalno određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača. U tu svrhu, provedene su brojne numeričke simulacije i testiranja proračunskih modela korištenjem više komercijalnih softverskih paketa te variranjem i kombiniranjem tipova, kao i gustoće mreža konačnih elemenata.

Rješenja koja se dobivaju pomoću MKE su približna, stoga su postavljena kritička pitanje njihove (dovoljne) točnosti, stabilnosti i konvergencije. Pod pojmom točnosti, podrazumijeva se odstupanje približnog od točnog rješenja, dok se pod stabilnošću podrazumijeva stabilnost u numeričkom postupku kod određivanja rješenja. Dokazom konvergencije daje se odgovor i na pitanje o stabilnosti proračuna, budući da je po pravilu, za konvergentno rješenje numerički postupak redovito i stabilan. Uz ispravan odabir i implementaciju numeričke metode, mogu se dobiti vrlo točna rješenja problema, no rješenja dobivena na ovakav način potrebno je usporediti s rezultatima mjerenja, kad god je to moguće.

U trenutku završetka ovog rada, eksperimentalna mjerenja u tvrtki Dalekovod d.d. nisu bila izvedena te nije bilo moguće usporediti numeričke rezultate dobivene pomoću MKE s rezultatima eksperimentalnih mjerenja. Najveći nedostatak ovog proračunskog modela su manjkavost funkcionalnosti unutar samog Catia V5 softvera te nemogućnost definiranja parametara već spomenutih u poglavlju 4.2.3. (Ograničenja GSA modula) kao posljedice.

Najbitnije poboljšanje proračunskog modela očitovalo bi se uzimanjem u obzir (znatnog) prigušenja torzijskih opruga rastojnika-prigušivača dobivenih eksperimentalnim mjerenjima te uvođenjem kinematičke uzbude u dinamičku analizu namjesto sila u zglobovima rastojnika-prigušivača korištenih u proračunskom modelu ovog rada.

S obzirom na dobivene podatke o oblicima glavnih formi vibriranja te iznosa amplituda pomaka u rezonantnom području, zaključak je da uređaj uvjetno zadovoljava kriterije funkcionalnosti rada uz napomenu upitne pouzdanosti rezultata mjerenja u frekvencijskom području $f \cong 37 - 55$ Hz. Treća forma vibriranja za horizontalni položaj te druga forma vibriranja za vertikalni položaj rastojnika-prigušivača pokazale su se najbitnijima pri ocjeni funkcionalnosti uređaja zbog znatnih amplituda pomaka u smjeru osi X kojima treba posvetiti posebnu pažnju zbog izglednog negativnog efekta na točnost mjerenja. Kao što je već zamijećeno, pozitivan faktor je što se u oba slučaja cijeli uređaj pomiče istofazno u smjeru osi X , stoga relativne udaljenosti među referentnim točkama T_h i T , kao i T_v i T ostaju približno iste.

Usprkos nemogućnosti provjere proračunskog modela usporedbom sa eksperimentalnim rezultatima, uvidom u rezultate iz ovog rada može se procijeniti funkcionalnost konstrukcije uređaja. Pogotovo su bitne dobivene glavne forme vibriranja za horizontalni i vertikalni položaj rastojnika-prigušivača, koje mogu poslužiti kao indikator pri eksperimentalnim mjerenjima za frekvencijsko područje $f = 5 - 100$ Hz.

Na kraju je potrebno primijetiti i usporedbu proteklog vremena od zamisli do realizacije glede postavljanja proračunskog modela i dobivanja rezultata. S jedne strane, detaljno kreiranje strukturirane mreže zahtijeva dugotrajni angažman analitičara u samom procesu definicije PM (uključuje pomno biranje elemenata, „namještanje“ čvorova susjednih elemenata, detaljno definiranje veza i interakcija između pojedinih KE u PM itd.), a korišteno vrijeme računala za sâm izračun, svodi se na minimum zbog prethodnog iznimnog angažmana i obraćanja pažnje na detalje. S druge strane, pristup izračuna preko nestrukturirane automatske mreže minimizira vremenski angažman analitičara, a maksimizira vrijeme računala potrebno za izračun, što čini metodologiju obrnuto proporcionalnom od prvog pristupa.

U konačnici, iskustvo donosi mogućnost bolje procjene koju metodologiju odabrati, ovisno o kontekstu promatranog problema, uz uvjet da je (dovoljna) točnost rješenja glavni kriterij.

Prilozi

1. DVD-R disk s datotekama numeričkog proračuna, programskim kôdom i digitalnim referencama

Literatura

- [1] *Dassault Systèmes, Catia V5R18*, web stranica: <http://www.3ds.com/products/catia/>, kolovoz 2012.
- [2] *Pavlović I., Dinamička analiza rastojnika-prigušivača*, Završni rad, FSB, Zagreb 2011.
- [3] *Korošić S., Određivanje mehaničke impedancije rastojnika-prigušivača*, Završni rad, FSB, Zagreb 2012.
- [4] *Zenzerović I., Određivanje mehaničke impedancije prigušivača vibracija tipa Stockbridge*, Završni rad, FSB, Zagreb 2010.
- [5] *Verma, H., Aerodynamic and structural modeling for vortex-excited vibrations in bundled conductors, Dissertation*, Technischen Universitat Darmstadt, 2008.
- [6] *Pustaić, D., Wolf H., Tonković, Z., Mehanika III*, Golden marketing, Zagreb 2004.
- [7] *Sorić, J., Metoda konačnih elemenata*, Golden marketing, Zagreb 2004.
- [8] *Jarak, T., Predavanja i vježbe iz kolegija MKE*, FSB, Zagreb 2011.
- [9] *Marenić, E., Metoda konačnih elemenata (MKE) – Podloge za vježbe*, FSB, Zagreb 2011.
- [10] *Tonković, Z., Marenić, E., Numerička analiza konstrukcija (NAK) – Podloge za vježbe*, FSB, Zagreb 2011.
- [11] *Dassault Systèmes, Catia V5R19 Dokumentacija: Generative Structural Analysis modul*, 2007.
- [12] *Dassault Systèmes, Catia V5R19 Dokumentacija: Finite Element Reference Guide modul*, 2007.
- [13] *Dassault Systèmes, Catia V5R19 Dokumentacija: Advanced Meshing Tools modul*, 2007.
- [14] *NAFEMS-Glasgow, Benchmark newsletter, Report No. E1261/R002, p.21*, February 1989.
- [15] *MSC.Software Corporation, CATIA V5 Structural Analysis for the Designer, CAT509 Workshops*, March 2002.
- [16] *Catia Pro, MCE-Structure Analysis, FEM Video Tutorials*, 2011.
- [17] *Wolfram Research, Wolfram Mathematica 7.0 online dokumentacija*, web stranica: <http://reference.wolfram.com/mathematica/guide/Mathematica.html>, siječanj 2011.
- [18] *Grupa autora, Inženjerski priručnik IP1*, Školska knjiga d.d., Zagreb 1996.
- [19] *Den Hartog, J. P., Mechanical Vibrations*, McGraw–Hill Book Company INC., New York 1947.
- [20] *Tonković, Z., Predavanja i vježbe iz kolegija Numerička analiza konstrukcija*, FSB, Zagreb 2011.
- [21] *Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L., The Finite Element Method, Fifth edition, Vol. 1: The Basis*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2000.
- [22] *Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L., The Finite Element Method, Fifth edition, Vol. 2: Solid Mechanics*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2000.
- [23] *Kraut, B., Strojarski priručnik*, Axiom d.o.o., Zagreb 1997.
- [24] *Alfirević, I., Nauka o čvrstoći I*, Tehnička knjiga, Zagreb 1995.
- [25] *Dassault Systèmes, Abaqus 6.9-EF1*, web stranica: <http://www.3ds.com/products/simulia/portfolio/abaqus/overview/>, listopad 2012.
- [26] *Dassault Systèmes, SolidWorks 2008 SP4.0*, web stranica: <http://www.solidworks.com/>, listopad 2012.
- [27] *Adams V., Askenazi A., Building Better Products with Finite Element Analysis*, OnWord Press, Santa Fe, N.M., 1999.